МЕЖДУНАРОДНО НАУЧНО, НАУЧНО ПРИЛОЖНО И ИНФОРМАЦИОННО СПИСАНИЕ
МЕЖДУНАРОДНЫЙ НАУЧНЫЙ, НАУЧНО ПРИЛОЖНЫЙ И ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЖУРНАЛ
INTERTAIONAL SCIETIFIC, SCIENTIFIC APPLIED AND INFORMATIONAL JOURNAL

МЕХАНИЗАЦИЯ на земеделието



Бр. 4
2013

Година LIX, ISSN 0861-9638, бр.4/2013, София

НАУЧНО ТЕХНИЧЕСКИ СЪЮЗ ПО МАШИНОСТРОЕНЕ
БЪЛГАРСКА АСОЦИАЦИЯ ПО МЕХАНИЗАЦИЯ НА ЗЕМЕДЕЛИЕТО

ИЗДАТЕЛИ

НАУЧНО ТЕХНИЧЕСКИ СЪЮЗ ПО МАШИНОСТРОЕНЕ

БЪЛГАРСКА АСОЦИАЦИЯ ПО МЕХАНИЗАЦИЯ НА ЗЕМЕДЕЛИЕТО

PUBLISHERS

SCIENTIFIC-TECHNICAL UNION OF MECHANICAL ENGINEERING

БЪЛГАРСКА АСОЦИАЦИЯ ПО МЕХАНИЗАЦИЯ НА ЗЕМЕДЕЛИЕТО

ГОДИНА LIX БРОЙ 4 / 2013 ISSN 0861-9638 YEAR LIX ISSUE 4 / 2013

РЕДАКЦИОННА КОЛЕГИЯ **EDITORIAL BOARD**

Главен редактор: Проф. д-р инж. Михо Михов
Главный редактор: Проф. д-р инж. Михо Михов
Editor-in-chief: Prof. Dr. eng Miho Mihov
Научен редактор: Проф. дтн инж. Христо Белоев
Научный редактор: Проф. дтн инж. Христо Белоев
Prof. D.Sc. eng Hristo Beloev

Акад. дтн Саяхат Нукешев – Казахстан	Acad. D.Sc. eng. Sayakhat Nukeshev - Kazakhstan
Проф. д-р инж. Александър Токарев – Русия	Prof. Dr. Eng. Alexander Tokarev - Russia
Акад. дтн Джемал Катзитадзе – Грузия	Acad. Djemal Katzitadze - Georgia
Проф. д-р инж. Чеслав Вашкиевич – Полша	Prof. Dr. Eng. Cheslav Vashkievich - Poland
Проф. инж. Зденко Ткач – Словакия	Prof. eng Zdenko Tkach - Slovakia
Проф. дтн инж. Айрат Валиев – Русия	Prof. D.Sc. eng. Ayrat Valiev - Russia
Проф. дтн инж. Алексей Василев – Русия	Prof. D.Sc. eng. Alexey Vassilev - Russia
Проф. дтн инж. Георги Тасев – България	Prof. D.Sc. eng. Georgi Tassev
Доц. д-р инж. Неделчо Тасев	Assoc. prof. eng. Nedelcho Tassev
Доц. д-р инж. Георги Капашиков	Assoc. prof. eng. Georgi Kapashikov
Проф. дтн инж. Сава Мандражиев	Assoc. prof. eng. Sava Mandraviev
Доц. д-р инж. Красимира Георгиева	Assoc. prof. eng. Krassimira Georgieva
Доц. д-р инж. Росен Иванов	Assoc. prof. eng. Rossen Ivanov
Доц. д-р инж. Пламен Кангалов	Assoc. prof. eng. Plamen Kangalov
Проф. д-р инж. Михаил Илиев	Prof. Dr. Eng. Mihail Iliev
Доц. д-р инж. Недялко Недялков	Assoc. prof. eng. Nedyalko Nedyalkov

Списанието „Механизация в земеделието е продължител на списанията „Машинизирано земеделие” (1948-1957), „Механизация и електрификация на селското стопанство” (1959-1980) и „Механизация на селското стопанство” (1981-1991)

Адрес на редакцията:
Ул. „Г. С. Раковски” 108
Етаж 4, офис 411
1000 София
Тел/факс 02 986 22 40, тел: 02 987 72 92
www.mech-ing.com, nts-bg@mech-ing.com

За рекламодатели и спонсори:
Банкова сметка:
IBAN: BG70 PRCB 9230 100779 0819,
BIC: PRCBBGSF
Получател: НТС по машиностроене
ПРОКРЕДИТ БАНК:

МЕХАНИЗАЦИЯ на земеделието

научно, научно-приложно и информационно списание

ISSN 0861 - 9638 Година LIX, 4/2013, София

СЪДЪРЖАНИЕ:

Енергетични и транспортни машини

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТРАКТОРА ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ КОМПЛЕСА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ОПЕРАЦИЙ В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ
Prof. Dr. Eng. Khafizov K.A. ……..…….. 3

Механизация на земеделието

INCREASE OF EFFICIENCY OF CLEANING OF SEEDS ON A VIBRATION PNEUMATIC SEPARATOR
PhD, prof., V. Galkin, PhD V. Handrikov, eng. K. Grubov, eng. I. Kozlovskiy 7

FAILURES PATTERN OF SUGARCANE HARVESTERS IN HAKIM FARABI AGRO-INDUSTRY OF IRAN
Msc student. Payam Najafi, PhD. Mohammad Amin Asoodar, PhD. Afshin Marzban,
Eng. Mohammad Ali Hormozi 11

IMPROVING THE EFFICIENCY OF AGRICULTURAL WATER SUPPLY TO AGRICULTURAL CONSUMERS IN KAZAKHSTAN IN MARKET CONDITIONS
Assoc. Prof. Sarkynov E. PhD, Assoc. Prof. Karaivanov D. PhD, Assoc. Prof. Yakovlev A. PhD,
Zhakupova Z. MSc. 14

ПРИБИРАНЕ НА СУСАМ СЪС ЗЪРНОКОМБАЙН В УСЛОВИЯТА НА БЪЛГАРИЯ
Доц. д-р инж. Трифонов А., доц. д-р инж. Петров П., доц. д-р инж. Ишпеков С.
проф. дсн Георгиев С., гл. ас. д-р Стаматов С., ас. Дешев М. 16

ИЗМЕСТВАНЕ НА ОКАЧНАТА ТОЧКА НА ПЛУГ ЗА ПЪЛНО ОБРЪЩАНЕ НА ПОЧВЕНИЯ ПЛАСТ
Проф. д-р инж. Мандраджиев, С., Доц. д-р инж. Трифонов, А. 19

ЕВОЛЮЦИЯ НА МАШИНОСТРОИТЕЛНАТА И СЕЛСКОСТОПАНСКА ИНДУСТРИЯ
Маг.инж. Красимир Цонев, доц.д-р Васил Стоянов 22

METHOD OF DEFINITION OF OPTIMUM PARAMETERS OF A TRACTOR FOR COMPLEX OF TECHNOLOGICAL OPERATIONS IN AGRICULTURE

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТРАКТОРА ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ КОМПЛЕСА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ОПЕРАЦИЙ В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ

Prof. Dr. Eng. Khafizov K.A.
Kazan State Agrarian University, Kazan, Tatarstan, Russia

Annotation: This article offers the new procedure of a general-purpose tractor mass and power calculation which is oriented on performance of certain kinds technological operations (sowing, plowing). Optimality criterions are total energy expenses considering yield energy which was lost because of wrong chosen tractor parameters. By multiple parameter optimization of a tractor parameters and the unit it is found out that there are optimum values of a tractor weight and power during the sowing and plowing, which do not coincide on size and remain stable at considerable change of environmental factors (properties of soil, parameters of field). Weight and power of a multi-purpose tractor providing the minimum total energy expenses during the complex of operations were indicated.
Keywords: tractor parameters; weight; capacity; optimization; mathematical model of the unit; total power expenses; energy of the lost crop.

1. Введение

Основными параметрами трактора, которые закладываются при его проектировании, являются масса трактора и мощность двигателя. В тракторостроении Российской федерации эти параметры выбираются исходя из типажа тракторов. Типаж тракторов включает в себя 10 классов, а показателем класса является номинальное тяговое усилие, развиваемое трактором. Изменение массы трактора приводит к его переходу на другой тяговый класс, поэтому масса трактора внутри класса имеет ограниченные пределы изменения. При конструировании трактора выбирают класс трактора по его тяге, затем массу в пределах этого класса. Мощность двигателя подбирается исходя из требования по обеспечению необходимых скоростей перемещения на рабочих режимах.

В связи с тем, что на одной и той же технологической операции используются трактора различных тяговых классов, возникает вопрос - Какие трактора эффективнее на тех или иных операциях и на комплексе операций? Для решения проблемы необходимо ориентироваться на объективный, комплексный критерий оптимизации – суммарные энергетические затраты.

На энергетическую эффективность трактора основное влияние оказывают мощность его двигателя, определяющая производительность машинно-тракторного агрегата, а значит и сроки выполнения операции и масса трактора, определяющая его тяговые возможности и в то же время давление движителей на почву, что связано с потерями урожая, а значит с величиной суммарных энергетических затрат [1].

2. Теоретические предпосылки решения рассматриваемой проблемы

Величина суммарных энергетических затрат в общем виде записывается в следующей форме:

$$Э=Э_{и.тр}+Э_{и.схм}+Э_{и.пр}+Э_{рто}+Э_{с.р}+Э_{упр}+Э_{тсм}+Э_{пот}\rightarrow min, (1)$$

где Э – удельные суммарные энергетические затраты, МДж/га; $Э_{и}$ - энергия, затраченная на изготовление трактора, орудия, прицепа, приходящаяся на 1 га, МДж/га; $Э_{рто}$ - энергия, затраченная на капитальный, текущий ремонт и техническое обслуживание трактора, прицепа и орудия, МДж/га; $Э_{с.р.}$- энергия, затраченная на сборку и разборку агрегата, МДж/га; $Э_{упр}$ - энергия, затраченная на управление трактором (переключение передач, повороты, остановку и трогание с места), МДж/га; $Э_{тсм}$ - энергия, затраченная на выполнение агрегатом работы посредством сжигания топлива, МДж/га; $Э_{пот}$ - - энергия урожая, потерянного из-за не оптимально выбранных параметров и режимов работы трактора и агрегата, МДж/га.

Из анализа суммарных энергетических затрат выявлено, что масса трактора неоднозначно влияет на величину составляющих суммарных энергетических затрат. При росте массы трактора одни составляющие суммарных энергетических затрат увеличиваются ($Э_{и.тр}$, $Э_{рто}$, $Э_{у}$), а другие снижаются ($Э_{упр.}$, $Э_{тсм}$, $Э_{А}$).

Оказалось, что мощность двигателя трактора также неоднозначно влияет на величину составляющих суммарных энергетических затрат. При росте мощности двигателя одни составляющие суммарных энергетических затрат могут как увеличиваться ($Э_{и.тр}$, $Э_{рто}$, $Э_{тсм}$, $Э_{у}$), так и уменьшаться ($Э_{упр.}$, $Э_{А}$). Возможно, что для определенных условий работы (вида технологической операции, размера полей, объема годовой работы и т.д.) имеются оптимальные значения массы и мощности двигателя трактора, которые обеспечат минимальные суммарные энергетические затраты. Для их выявления проведем вычислительные эксперименты с использованием разработанной энергетической математической модели машинно-тракторного агрегата на различных операциях.

3. Результаты вычислительных экспериментов

Для выявления оптимальных значений массы и мощности двигателя была проведена многопараметрическая оптимизация параметров **посевных** агрегатов. При выявлении оптимальной массы и мощности трактора были организованы многоцикловые расчеты в СКМ Matlab с использованием энергетической математической модели агрегатов при одновременном изменении веса трактора, мощности его двигателя, ширины захвата агрегата, скорости агрегата. В ходе многопараметрических оптимизационных расчетов выявлялось влияние на массу и мощность трактора ряда факторов внешней среды – годового объема работы агрегата, удельного сопротивления почвы рабочим органам сельскохозяйственных машин, давления в шинах колес трактора и числа колес на одном борту.

Некоторые результаты расчета параметров посевного агрегата приведены на рисунках 1, 2, 3, 4.

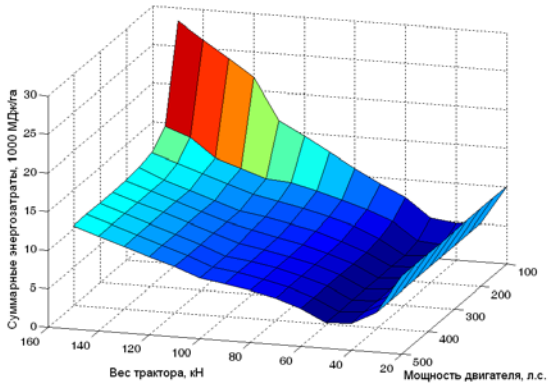


Рисунок 1 *– Изменение суммарных энергетических затрат при изменении мощности двигателя и веса трактора*

Из рисунка 1 видно, что имеется оптимальное соотношение мощности двигателя и веса трактора (расчеты проведены для наиболее распространенных условий работы посевного агрегата для прямого посева). Из предварительных исследований агрегатов с использованием системной энергетической математической модели машинно-тракторных агрегатов известно, что на величину суммарных энергетических затрат сильное влияние оказывают факторы – годовой объем работы, удельное сопротивление почвы, максимальная величина допустимой по агротехническим требованиям скорости, давление в шинах колес и их число на одном борту.

Выясним, как изменение этих факторов влияет на величину оптимальной массы и мощности двигателя трактора, насколько эти параметры являются стабильными. Из рисунка 2 видно, что на посеве по мере увеличения годового объема работы агрегата оптимальные масса трактора и мощность его двигателя сохраняются постоянными, а удельные суммарные энергозатраты возрастают.

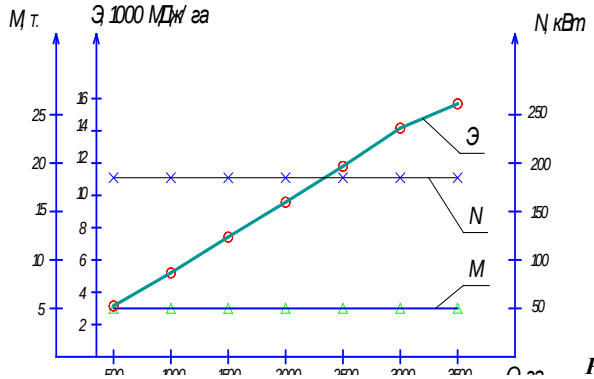


Рисунок 2 *– Зависимость мощности двигателя, массы трактора и суммарных энергетических затрат от годового объема работы на посеве*

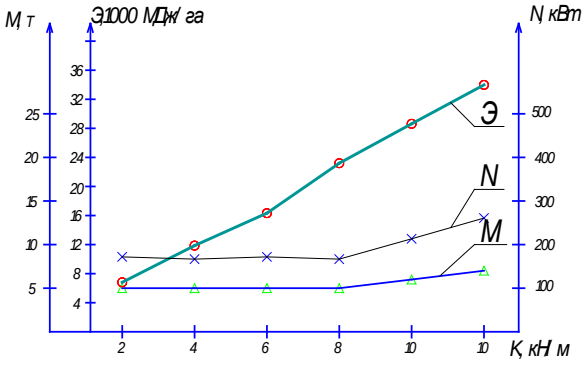


Рисунок 3 *– Зависимость мощности двигателя, массы трактора и суммарных энергетических затрат от удельного сопротивления почвы на посеве*

Оптимальное значение массы трактора с ростом удельного сопротивления почвы до величины 8 кН/м остается постоянным (см. рисунок 3), затем возрастает до 6000-7000 кг, при этом увеличивается потребная мощность двигателя. Суммарные энергетические затраты с увеличением сопротивления почвы возрастают.

Сопротивление почвы рабочим органам современных посевных комплексов не превышает 8 кН/м, поэтому максимальная масса трактора для посева должна быть 5000 кг при условии, что посевной комплекс работает на скорости 15 км/ч.

Данные, приведенные на рисунке 4, свидетельствуют о том, что масса трактора 5000 кг, является оптимальным на скоростях посева выше 14 км/ч.

В связи с тем, что рекомендуемая скорость современных посевных комплексов колеблется в пределах от 8 до 12 км/ч, то оптимальной массой трактора для посевных работ и работ по подготовке почвы к посеву дисковыми орудиями или культиваторами является 9000-12000 кг. Оптимальное значение мощности из расчетов колеблется в пределах 200-240 кВт.

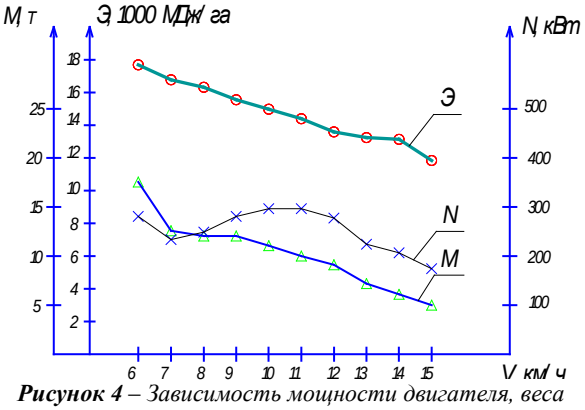


Рисунок 4 *– Зависимость мощности двигателя, веса трактора и суммарных энергетических затрат от максимально допустимой скорости сеялки*

На рисунке 5 показано изменение массы трактора, мощности двигателя и суммарных энергетических затрат при изменении давления в шинах трактора. Из рисунка видно, что на посеве, при увеличении давления в шинах, суммарные энергетические затраты увеличиваются, а оптимальная мощность двигателя и масса трактора уменьшаются.

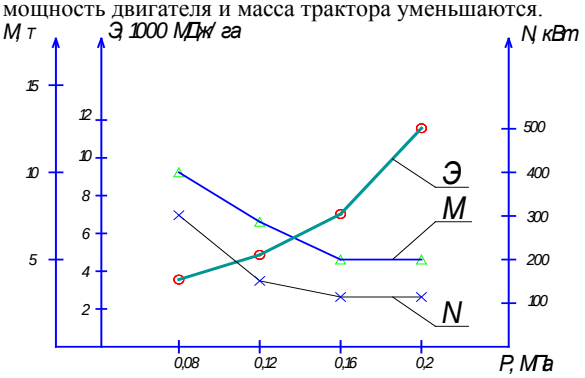


Рисунок 5 *– Зависимость мощности двигателя, массы трактора и суммарных энергетических затрат от давления в шинах при посеве*

Из проведенного анализа видно, что на посеве на оптимальные значения массы трактора и мощности его двигателя наибольшее влияние оказывает скорость агрегата. В связи с тем, что рекомендуемая скорость современных посевных комплексов колеблется в

пределах от 8 до 12 км/ч, то оптимальной массой трактора для посевных работ и работ по подготовке почвы к посеву культиваторами является 9000-12000 кг. Оптимальное значение мощности из расчетов колеблется в пределах 200-240 кВт.

Проведем такие же исследования для **пахотных** агрегатов. На рисунке 6 показан 3D график зависимость суммарных энергетических затрат от массы пахотного трактора и мощности его двигателя. Из рисунка 6 видно, что для определенных условий работы пахотного агрегата имеется оптимальное соотношение мощности двигателя и веса трактора.

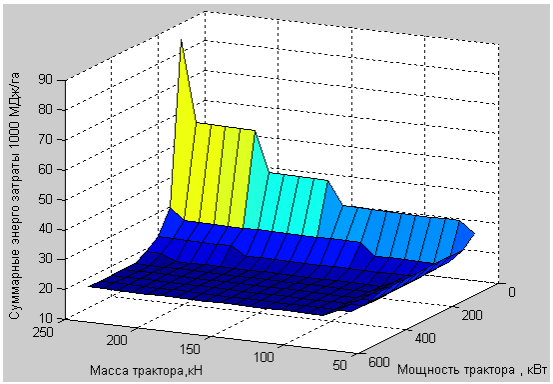


Рисунок 6 *– Изменение суммарных энергетических затрат при изменении мощности двигателя и веса трактора*

На рисунке 7 показана зависимость веса трактора, мощности его двигателя и суммарных энергетических затрат на вспашке от годового объема работы.

Из рисунка видно, что с увеличением годового объема работы вес и мощность трактора остаются постоянным, а суммарные энергетические затраты растут. Такие результаты получены при условии, что агрегат работает на максимальной скорости до 8 км/ч.

С ростом удельного сопротивления почвы (см. рисунок 8) вес трактора и мощность двигателя в пределах выбранных значений удельного сопротивления почвы сначала возрастают, а затем стабилизируются при весе 240 кН и мощности двигателя 370 кВт.

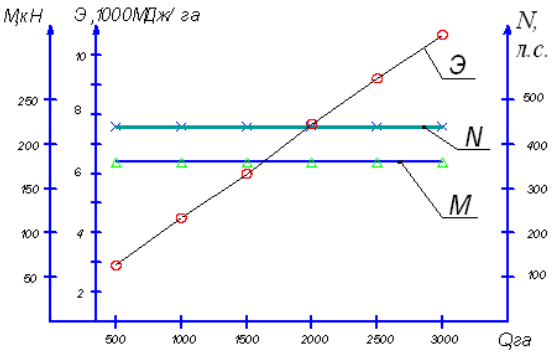


Рисунок 7 *- Зависимость мощности двигателя, веса трактора и суммарных энергетических затрат от годового объема работы на вспашке*

Суммарные энергетические затраты трактора при росте удельного сопротивления почвы вспашке повышаются.

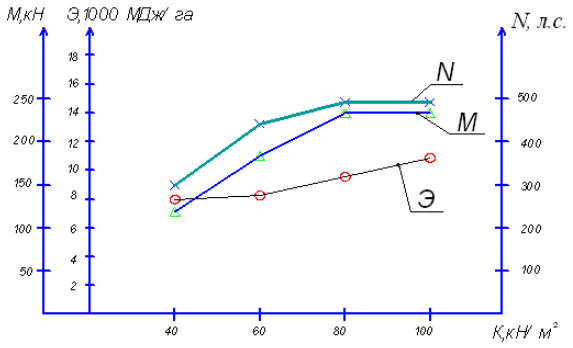


Рисунок 8 *- Зависимость мощности двигателя, вес трактора и суммарных энергетических затрат от удельного сопротивления почвы на вспашке*

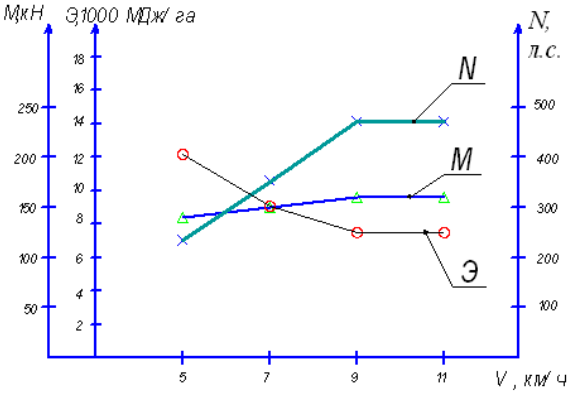


Рисунок 9 *– Зависимость мощности двигателя, веса трактора и суммарных энергетических затрат от максимально допустимой скорости агрегата на вспашке*

На рисунке 9 приведены расчеты с ограничением максимальной скорости агрегата в пределах от 5 до 11 км/ч. Из графика видно, что оптимальные мощность двигателя и вес трактора растут при увеличении максимально допустимой скорости сельскохозяйственной машины. При этом суммарные энергетические затраты снижаются.

Таким образом, из приведенных расчетов по определению оптимальных веса трактора и мощности его двигателя можно сделать вывод о том, что для наиболее распространенных условий вспашки (объем работы 500-1000 га, сопротивление почвы 60-80 кН/м^2, допустимая максимальная скорость агрегата 7-12 км/ч) вес трактора равен 180-230 кН, а мощность двигателя 330-370 кВт.

В связи с тем, что оптимальные масса и мощность двигателя посевных и пахотных тракторов не совпадают, была проведена оптимизация этих параметров при использовании одного и того же трактора и на посеве, и на вспашке для типичных условий работы посевных и пахотных агрегатов (объем работы 1000га, удельное сопротивление: на вспашке 60кН/м^2; посеве 4кН/м, работа организована в две смены по 10 часов, максимально допустимая скорость посевного и пахотного агрегата 10 км/ч). Причем с одними и теми же параметрами трактор выполнял как посев, так и вспашку и велся поиск таких значений массы и мощности трактора, когда сумма энергозатрат на двух операциях была минимальна. График зависимости энергетических затрат от веса и мощности трактора, полученный в ходе расчетов приведен на рисунке 10.

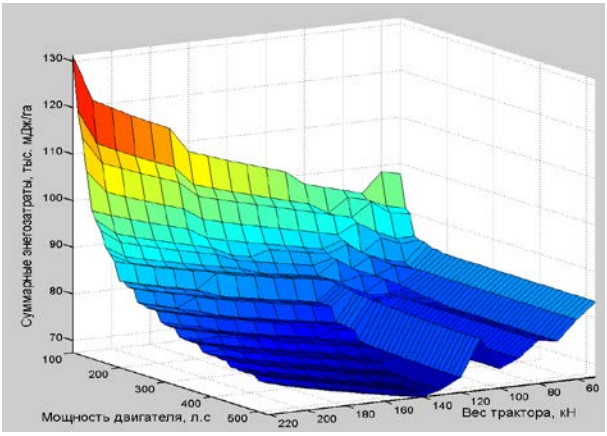


Рисунок 10 *– Изменение суммарных энергетических затрат при изменении мощности двигателя и веса трактора используемого и для посева и для вспашки*

Оптимальные значения параметров посевного и пахотного агрегата и трактора, полученные в ходе расчетов:
Оптимальная ширина захвата посевного агрегата
B_{opt} = 12,0 м;
Оптимальная ширина захвата пахотного агрегата
B_{pv} = 4,9 м;
Оптимальная рабочая скорость обоих агрегатов
V_{opt} = 10 км/ч;
Оптимальный вес трактора M_{topt} = 150 кН;
Потребная мощность двигателя N_{opt} = 300 кВт;
Буксование трактора на посеве Sigma = 11,2 %;
Буксование трактора на вспашке Sigmav = 13,9 %;
Сумма энергозатрат на двух операциях
$Э_{min}$= 46870 МДж/га.

Таким образом, если проектируемый универсальный трактор будет использоваться как на посеве, так и на вспашке, то его оптимальная масса равна 15,3 т., а мощность двигателя 300 кВт. Энергонасыщенность трактора 19,6 кВт/т.

Из тракторов, выпускаемых в Российской федерации, наиболее близко по параметрам подходят тракторы К-744Р3.

Модель трактора	Марка двигателя	кВт	Масса эксплуатационная, кг
К-744Р3	ТМЗ-8481.10-02	287	13500-15000
К-744Р3-1	ТМЗ-8481.10-04	310	13500-15000
К-44Р3М	ОМ 457 LA/E2/3	295	13500-15000
К-744Р3М-1	ОМ 457 LA/E2/2	315	13500-15000

4. Заключение

В результате вычислительных экспериментов по выявлению оптимальной мощности двигателя и массы трактора на различных технологических операциях выявлено:

– на посеве в связи с тем, что рекомендуемая скорость современных посевных комплексов колеблется в пределах от 8 до 12 км/ч, оптимальной массой трактора является 8000 кг, с возможностью догрузки до 12000 кг. Оптимальное значение мощности из расчетов колеблется в пределах 200-240 кВт;

– для выполнения пахотных работ оптимальная масса трактора равна 18000 кг с догрузкой, при необходимости до 23000 кг. Оптимальная мощность его двигателя равна 330-370 кВт. Если в производственном процессе отсутствует вспашка, то использование таких тракторов приводит к большим энергетическим затратам через потери урожая от уплотнения почвы колесами тракторов;

– если проектируемый универсальный трактор будет использоваться как на посеве, так и на вспашке, то его оптимальная масса равна 15300 кг., а мощность двигателя 300 кВт. Энергонасыщенность трактора будет находиться в пределах 19,6 кВт/т.

5. Литература

1. Хафизов, К.А. Пути снижения энергетических затрат на производственных процессах в сельском хозяйстве. – Казань: Изд-во Казанского ун-та, 2007. – 272 с.

INCREASE OF EFFICIENCY OF CLEANING OF SEEDS ON A VIBRATION PNEUMATIC SEPARATOR

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОЧИСТКИ СЕМЯН НА ВИБРОПНЕВМОСЕПАРАТОРЕ

PhD, prof., V. Galkin, PhD V. Handrikov, eng. K. Grubov, eng. I. Kozlovskiy;
Faculty of Agriculture mechanization – Perm State Agricultural Academy, Russia.

Abstract/резюме: In work mathematical models are developed and speeds of movement of seeds are analytically determined by a vibration pneumatic separator surface, and also the experimental assessment of division of a grain material in a fluidized layer is given at the raised specific loadings on a vibration pneumatic separator with advanced wild.

KEYWORDS: VIBRATION PNEUMATIC SEPARATOR, YEAST HEADS, AVERAGE SPEED, INCLINED AIR FLOW.

1. Introduction/Введение

For cleaning of seeds the product lines which are turning on air sieve grain grader machines, grain grader and vibration pneumatic separator now are used. Shortcomings of used lines are high energy consumption and metal consumption, and also big losses of seeds in fodder waste.

For the purpose of decrease in energy consumption and increase in an exit of seeds on chair of agricultural cars of the Perm GSHA the technology of cleaning of seeds [1] is developed. Feature of technology is allocation of part of standard seeds after processing on air решетной the car and a grain grader. The second part, about a half, process on a vibration pneumatic separator.

The purpose of the presented scientific work is increase of efficiency of cleaning of seeds on a vibration pneumatic separator.

Application of an improved version of a vibration pneumatic separator for cleaning of elite seeds of grain crops allows, in comparison with used, to raise specific loading by 2-2,5 times, to reduce specific power consumption by 30-50%, and at its use in the product lines which are carrying out fractional technology of cleaning, to reduce losses of seeds more than by 1,5 times.

The experimental sample of a vibration pneumatic separator developed and made on chair of the FPBEI HPE agricultural machines "Perm SAA", successfully passed production check in shop of postharvest processing of seeds of department of seed farming of the Perm Scientifically Research Institute of Agriculture and is used in educational process.

2. Preconditions and means for resolving the problem/Предпосылки и средства для решенияпроблемы

Vibration pneumatic separator (VPS) are intended for cleaning of hardly separable impurity and sorting of seeds of grain, leguminous, grains and oil-bearing crops and herbs taking into account distinctions of seeds and impurity on a complex of physical and mechanical properties, including on density [2]. Working bodies of vibration pneumatic separator is дека with the punched surface and an air stream. In a form flow distinguish: trapezoid, established, for example, on pneumatic sorting tables MOC 9C or MOC-9H, direct-flow and in the form of the punched rotating drum located at an angle to the horizon. The greatest distribution was found now by VPS with trapezoid surface.

Separation on these working bodies consists of two interconnected consecutive stages - stratifications of a grain material with its transfer to a fluidized condition and divisions to fractions with various properties.

With increase of productivity of VPS with trapezoid wild, its area and, respectively, total the capacity necessary for pseudo-liquefaction of a grain material, increase on parabolic dependence that leads to directly proportional increase in the fluctuating masses flow and the grain layer which was on it. High power consumption of process of separation is explained by that only on 1/3 squares flow there is an active stratification of a material, and on other — its selective transportation [3].

With direct-flow wild all its area serves in separators only for stratification, a material (down) then it divide by means of PS dividers.

Division of a grain material on uniflow деке can be realized according to the uniflow scheme (PS moves lengthways flow in one direction) and the counter-current (PS is divided into two opposite directional streams). The pilot studies showed that at uniflow flow dividing ability on 25... 35% are higher. This results from the fact that separation process on it steadier, that is is less sensitive to little changes of key parameters and casual influences.

Stability of separation on деках significantly depends on resistance of the airdistributing device which best value at uniflow flow is in limits 150... 280 Pas are provided also by rather leveled high-speed field of an airflow with a grain layer - 21... 24%, without grain — 15... 18%. The analysis showed that at separation on деке with the increased aerodynamic drag of the air distributing device (200... 400 Pas) uniform of distribution of an airflow on the area is higher and to a lesser extent depends on PS thickness.

Efficiency and quality of separation of seeds on VPS with uniflow wild, both with a direct flow, and with a countercurrent, are caused by effectiveness of dividers.

Applied vibration pneumatic separator have the increased losses of seeds in wastage at demanded quality of office of impurity.

Besides so far mathematical models are not developed for calculation of speed of movement of a grain material for the punched fluctuating surface blown by a sloping airflow [4,5].

On chair of the FGBOU VPO agricultural cars "Perm GSHA" uniflow VPS with vacuum and delivery air systems from a wild original design [3,4] are developed. The particular interest presents to VPS with the sloping airflow given under I flow. The further intensification of a working separation process of seeds in a fluidized bed is possible at the expense of optimization of speeds and the airflow direction on various sites flow, and also a mode of its work.

In this regard a research objective is increase of overall performance of a vibration pneumatic separator of seeds.

2.1. Theoretical model/Теоретическая модель

2.1.1. Determination of traveling speed of a grain material on the punched fluctuating surface blown by a directional airflow

Let on the material being on a fluctuating punched surface, having the openings, which size there are less than components of a grain material, and inclined at an angle to the horizon, works forces: weight force $G=m\cdot g$; inertial force $U=j\cdot m$; frictional force $F=N\cdot tg\varphi$; airflow force $P_в$(N- the normal response swore on a surface).

In view of the fact that the direction of inertial forces and a

sliding friction changes depending on the direction of acceleration of a surface, we will work out differential equations separately for right and left-hand intervals. The direction of action of forces on a material, being on a fluctuating surface, in a right interval are presented in figure 2.1.1:

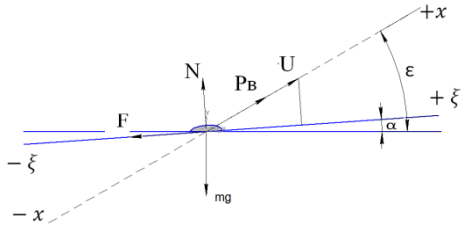


Fig. 2.1.1. The scheme of forces operating on a material (a right interval)

Because the inertial force is directed in opposite to acceleration the party, it in this interval is focused to the right and to seek to shift a material up on a surface.

The differential equation of the relative movement of a material on a surface, worked out with use of the principle of the scientist (D' Alamber), will become:

$$m \cdot \frac{d^2\xi_{вв}}{dt^2} = u \cdot \cos(\varepsilon - \alpha) - mg \cdot \sin(\alpha) - \\ -(-u \cdot \sin(\varepsilon - \alpha) + mg \cdot \cos(\alpha) - P_в \cdot \sin(\varepsilon - \alpha))\frac{\sin(\varphi)}{\cos(\varphi)} + P_в \\ \cdot \cos(\varepsilon - \alpha).$$

After transformations, receive:

$$\frac{d^2\xi_{вв}}{dt^2} \cdot \frac{\cos(\varphi)}{\cos(\varepsilon - \alpha - \varphi)} = \omega^2 r \cdot \cos(\omega t) - g \cdot \frac{\sin(\alpha + \varphi)}{\cos(\varepsilon - \alpha - \varphi)} + k_n \cdot V_B^2 \quad (2.1.1)$$

In the left interval force of inertia is directed from right to left, and the material seeks to be shifted down on a surface (to fig. 2.1.2).

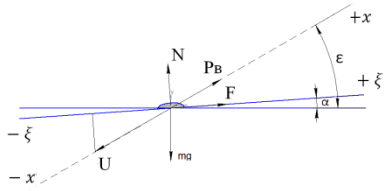


Fig. 2.1.2. The scheme of forces operating on a material (the left interval)

The differential equation of relative movement of a material on a surface will become:

$$m \cdot \frac{d^2\xi_{вн}}{dt^2} = (mg \cdot \cos(\alpha) + u \cdot \sin(\varepsilon - \alpha) - P_в \cdot \sin(\varepsilon - \alpha)) \\ \cdot \frac{\sin(\varphi)}{\cos(\varphi)} - u \cdot \cos(\varepsilon - \alpha) + P_в \cdot \cos(\alpha + \varepsilon) \\ - mg \cdot sin\alpha.$$

After transformations, receive:

$$\frac{d^2\xi_{вн}}{dt^2} \cdot \frac{\cos(\varphi)}{\cos(\varepsilon - \alpha + \varphi)} = \omega^2 r \cdot \cos(\omega t) - g \cdot \frac{\sin(\alpha - \varphi)}{\cos(\varepsilon - \alpha + \varphi)} - k_n \cdot V_B^2 \quad (2.1.2.)$$

Let's designate: $\sigma = \frac{\cos(\varepsilon - \alpha + \varphi)}{\cos(\varphi)}$, $\delta = \frac{\cos(\varepsilon - \alpha - \varphi)}{\cos(\varphi)}$

Then differential equations of the relative movements will become:

$$\frac{d^2\xi_{вв}}{dt^2} \cdot \frac{1}{\delta} = \omega^2 r \cdot \cos(\omega t) - g \cdot \frac{\sin(\alpha + \varphi)}{\cos(\varepsilon - \alpha - \varphi)} + k_n \cdot V_B^2, \quad (2.1.3)$$

$$\frac{d^2\xi_{вн}}{dt^2} \cdot \frac{1}{\sigma} = \omega^2 r \cdot \cos(\omega t) - g \cdot \frac{\sin(\alpha - \varphi)}{\cos(\varepsilon - \alpha + \varphi)} - k_n \cdot V_B^2. \quad (2.1.4)$$

For determination of speed of the relative movement we will integrate differential equations (2.1.3) and (2.1.4).

To determine speed in any arbitrariest instant of t, the integration needs to be conducted ranging from time of the beginning of shifts of t_1 to t.

Speed at shifts down will be equal:

$$\frac{d\ \xi_{вн}}{dt} \cdot \frac{1}{\sigma} = \omega r \cdot (\sin(\omega t) - \sin(\omega t_1)) - g \cdot (t - t_1) \cdot \left(\frac{\sin(\alpha - \varphi)}{\cos(\varepsilon - \alpha + \varphi)} + \frac{k_n \cdot V_B^2}{g}\right) \quad (2.1.5)$$

The relative speed of particles when moving material up can be defined similarly:

$$\frac{d\ \xi_{вв}}{dt} \cdot \frac{1}{\delta} = \omega r \cdot (\sin(\omega t) - \sin(\omega t_1)) - g \cdot (t - t_1) \cdot \left(\frac{\sin(\alpha + \varphi)}{\cos(\varepsilon - \alpha - \varphi)} - k_n \cdot V_B^2\right) \quad (2.1.6)$$

Not to mix the moments of the beginning of shifts down (t_1) – вн and up (t_1) – вв, usually enter concepts of phases of the beginning of shifts down $(\omega t_1)_{вн} = \theta_1$ and up $(\omega t_1)_{вв} = \psi_1$

Taking into account these designations of the equation of the relative speeds of particles can be provided to a look:

$$\frac{d\ \xi_{вн}}{dt} \cdot \frac{1}{\sigma} = \omega r \cdot (\sin(\omega t) - \sin(\theta_1)) - g \cdot \left(\frac{\omega t - \theta_1}{\omega}\right) \cdot \left(\frac{\sin(\alpha - \varphi)}{\cos(\varepsilon - \alpha + \varphi)} + \frac{k_n \cdot V_B^2}{g}\right) \quad (2.1.7)$$

$$\frac{d\ \xi_{вв}}{dt} \cdot \frac{1}{\delta} = \omega r \cdot (\sin(\omega t) - \sin(\psi_1)) - g \cdot \left(\frac{\omega t - \psi_1}{\omega}\right) \cdot \left(\frac{\sin(\alpha + \varphi)}{\cos(\varepsilon - \alpha - \varphi)} - k_n \cdot V_B^2\right) \quad (2.1.8)$$

For phases θ_1, ψ_1 reference is lack of the relative accelerations of particles:

$$\frac{d^2\xi_{вн}}{dt^2} \cdot \frac{1}{\sigma} = \omega^2 r \cdot \cos(\omega t) - g \cdot \frac{\sin(\alpha - \varphi)}{\cos(\varepsilon - \alpha + \varphi)} - k_n \cdot V_B^2 = 0.$$

From where it is expressed the equations:

$$\cos(\theta_1) = \frac{g}{\omega^2 r} \cdot \left(\frac{\sin(\alpha - \varphi)}{\cos(\varepsilon - \alpha + \varphi)} + \frac{k_n \cdot V_B^2}{g}\right) \quad (2.1.9)$$

$$\cos(\psi_1) = \frac{g}{\omega^2 r} \cdot \left(\frac{\sin(\alpha + \varphi)}{\cos(\varepsilon - \alpha - \varphi)} - \frac{k_n \cdot V_B^2}{g}\right) \quad (2.1.10)$$

After definition of phases of the beginning of shifts, find traveling speed of particles.

Average speed of movement of a material on a fluctuating surface depends on the size of shifts of particles up and down during one frequency period of T:

$V_{cp} = \frac{\xi_{вн} + \xi_{вв}}{T}$. (2.1.11)

Therefore, for determination of average speed it is necessary to find sizes of shifts up and down a path of integration of the equations of the relative speed ranging from the moment of the beginning of shifts of t_1 until the end t_2.

For shifts down we find:

$$\frac{1}{\sigma} \cdot \int_{t_1}^{t_2} \frac{d\xi_{вн}}{dt} = \int_{t_1}^{t_2} \omega r(\sin(\omega t) - \sin(\theta_1))dt \\ - \int_{t_1}^{t_2} g \cdot \frac{(\omega t - \theta_1)}{\omega} \\ \cdot \left(\frac{\sin(\alpha - \varphi)}{\cos(\varepsilon - \alpha + \varphi)} + \frac{k_n \cdot V_B^2}{g}\right) dt$$

The first integral of a right member will become:

$$\int_{t_1}^{t_2} \omega r(\sin(\omega t) - \sin(\theta_1))\, dt \\ = -r \cdot \cos(\theta_2) + r \cdot \cos(\theta_1) - t_2(r\omega) \cdot \sin(\theta_1) \\ + t_1(r\omega) \cdot \sin(\theta_1) \\ = r \cdot [(\cos(\theta_1) - \cos(\theta_2) - (\theta_2 - \theta_1) \cdot \sin(\theta_1)]$$

The second integral of a right member of the equation is defined

$$g \cdot \int_{t_1}^{t_2} \frac{(\omega t - \theta_1)}{\omega} \cdot \left(\frac{\sin(\alpha - \varphi)}{\cos(\alpha + \varepsilon - \varphi)} + \frac{k_n \cdot V_B^2}{g}\right) dt = \\ = g \cdot \frac{(t_2 - t_1)^2}{2} \cdot \left(\frac{\sin(\alpha - \varphi)}{\cos(\varepsilon - \alpha + \varphi)} + \frac{k_n \cdot V_B^2}{g}\right).$$

Finally the equation will become:

$$\xi_{вн} = \sigma \cdot r \cdot [\cos(\theta_1) - \cos(\theta_2) - (\theta_2 - \theta_1) \cdot \sin(\theta_1) - 1/2 \cdot \theta 2 - \theta 12 \cos\theta 1 \quad (2.1.12)$$

Similarly the size of shifts up for the right is defined intervals:

$$\xi_{вв} = \sigma \cdot r \cdot [\cos(\psi_1) - \cos(\psi_2) - (\psi_2 - \psi_1) \cdot \sin(\psi_1) - 1/2 \cdot \psi 2 - \psi 12 \cos\psi 1 \quad (2.1.13)$$

Use of these equations probably only after preliminary definition of phases of the end of shifts θ_2 and ψ_2.

For the moments of the end of shifts the reference is equality to zero the relative speeds of particles.

For the left-hand intervals we will have:

$$\frac{d}{dt}\cdot\frac{\xi_{вн}}{\sigma}\cdot\frac{1}{\sigma}=\ \omega r\cdot((\sin(\theta_2)-\sin(\theta_1))-g\cdot\left(\frac{\theta_2-\theta_1}{\omega}\right)\cdot\left(\frac{\sin(\alpha-\varphi)}{\cos(\varepsilon-\alpha+\varphi)}+\frac{k_n\cdot V_B^2}{g}\right)=0$$

Так, как:

$$\cos(\theta_1)=\frac{g}{\omega^2 r}\cdot(\frac{\sin(\alpha-\varphi)}{\cos(\varepsilon-\alpha+\varphi)}+\frac{k_n\cdot V_B^2}{g})$$

that:

$\sin(\theta_2)-\theta_2\cdot\cos(\theta_1)=\sin(\theta_1)-\theta_1\cdot\cos(\theta_1)$. (2.1.14)

For right intervals:

$\sin(\psi_2)-\psi_2\cdot\cos(\psi_1)=\sin(\psi_1)-\psi_1\cdot\cos(\psi_1)$ (2.1.15)

The equations (2.2.14) and (2.2.15) are the transcendental, their decision concerning phases θ_2 and ψ_2 can be carried out approximately, including with computer use.

Besides it should be noted that the equations (2.1.14) and (2.2.15) are fair only in that case when the duty is steady from the very beginning and in each fluctuation the design value of phases remains.

However, between phases of the end of shifts downθ_2 and the beginnings of shifts up ψ_1 , the end of shifts up ψ_2 and the movement beginnings down can be various ratios. At some of them the duty will be steady, and at others, there is a violation of frequency of shifts.

Condition of a steady mode is:

$\theta_2\le\psi_1$ and $\psi_2\le 2\pi+\theta_1$(2.1.16)

In this case material driving down comes to an end in a phase θ_2, in an interval between θ_2 and ψ_1 the lots is on a surface in a condition of the relative rest. Then, beginning from ψ_1 and to ψ_2, shift up then there comes the period of the relative rest between phasesψ_2 and $2\pi+\theta_1$.

If ratios (2.1.16) are broken (for example, a case when $\theta_2>\psi_1$), the real value of a phase ψ _ 1 will differ from the calculated.

Generally discrepancy of design and actual values of phases can be not only at shifts down, but also when moving up.

If to continue overseeing by change of phases at the subsequent fluctuations, it is possible to be convinced that there will come a steady mode with rigorous repeatability of phases of the beginning and the ends of shifts soon. But values of the limiting phases:

$$\theta_{2пред}=\psi_{1пред},\ \psi_{2пред}=2\cdot\pi+\theta_{1пред}\qquad(2.1.17)$$

will not coincide with the initial estimated values calculated on the equations (2.1.14) and (2.1.15).

For determination of sizes of shifts of particles up and down on a surface on the equations (12) and (13) in this case it is necessary to use their limiting values instead of values of initial (calculated) phases.

Calculation of the limiting values of phases can be made analytically or a method of a successive approximation.

Terminating formulas on which values of the limiting phases can be calculated, represent the transcendental equations:

$\sin(\theta_{2пред}-\chi)-\sin(\theta_{2пред})=\chi\cdot\cos(\theta_0)$*;* (2.1.18)

$\chi=\frac{2\pi\cdot\cos(\psi_0)}{\cos(\theta_0)-\cos(\psi_0)}$,

$\sin(\psi_{2пред})-\psi_{2пред}\cdot\cos(\psi_0)=\sin(\psi_{1пред})-\psi_{1пред}\cdot\cos(\psi_0)$. (2.1.19*)*

The method of a successive approximation consists in calculation of values of phases at each fluctuation until the difference between previous and the subsequent value does not become less than a size set by accuracy of the decision.

On input datas: surface slope angle to horizon - $\alpha=0^0$; corner of an orientation of fluctuations of - $\varepsilon=30^0$ sliding angles of a grain material about a surface: φ 1=35^0; φ 2=45^0; crank radius - r=0,0075м; coefficient of windage of seeds of wheat - $k_п$=0,1м$^{-1}$ on formulas (2.1.11; 2.1.12; 2.1.13) determined average speeds - Vcp. the material, moving on a surfaces for various speeds of an airflow - *Vв* , hich are given in table 2.2.1.

Table 2.1.1. Design values of average speed

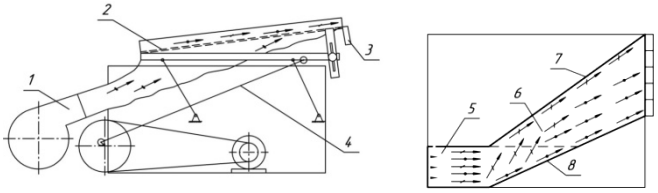
Vв, m/s	Vcp, *m/s*	*Zвн, m*	*Zвв, m*	α^0	ε^0	$\varphi1^0$	$\varphi2^0$	ω, radian/s
0	0,108489	0,001474	0,011818	0	30	35	45	51,28
1	0,126205	0,001454	0,014008					
2	0,148078	0,001500	0,016641					
3	0,172683	0,001599	0,019556					
0	0,127568	0,001682	0,013333	0	30	35	45	53,38
1	0,144882	0,001653	0,015400					
2	0,165428	0,001674	0,017798					
3	0,188484	0,001737	0,020449					
0	0,143695	0,001835	0,014441	0	30	35	45	55,47
1	0,160464	0,001793	0,016382					
2	0,180144	0,001793	0,018611					
3	0,201751	0,00182	0,021031					
0	0,157718	0,001943	0,015271	0	30	35	45	57,56
1	0,174404	0,001895	0,01714					
2	0,193547	0,001878	0,019247					
3	0,214253	0,001879	0,021506					

2.2. Experimental research/ Экспериментальные исследования

Experiments by determination of traveling speed of a material are made on a vibration pneumatic separator (Fig. 2.2.1).

Technological process of a vibration pneumatic separator is carried out as follows. The grain mix from the bunker enters on a surface of a zone of preliminary stratification 5 flow the 2nd uniform layer which vibration and an airflow created by the fan 1 influences.

After redistribution of components the grain layer enters on a site with a wall 8. As a result of interaction with it in a transverse section of a layer there is an inclination. Components with the smaller density, appeared on a layer surface, come down to a wall 7 and move along it. There is a material distribution between walls 7 and 8 flow 2. The divided components are removed by the receiver 3.



a b

– seeds of the main culture; – mild components; – airflow

1 – the fan, 2 – дека, 3 – receivers of fractions, 4 – a rod, 5 – a stratification zone, 6 – a transportation zone, 7, 8 – walls flow

Figure 2.2.1: a – flow diagram of VPS; b – the scheme flow

The experimental values of speeds at a longitude angle of an inclination flow equal 0º are provided in table 2.2.1.

Table 2.2.1. - Average speeds of a grain material on дека a vibropneumoseparator

Unit load, kg/(s·m^2)	Oscillation frequency flow, minute^{-1}	Average speeds of a material (without an airflow), m/s		Average speeds of a material (with an airflow), m/s	
		The calculated value	The experimental value	The calculated value	The experimental value
1,55	490	0,108	0,089	0,126	0,128
2,00	510	0,127	0,108	0,144	0,162

From table 3.1. follows that average speeds of movement of the material, received in experiences, at the given unit loads, both at airflow influence, and without it, are rather close to design values.

3. Concusion/Заключение

1. Pneumosorting tables (vibration pneumatic separator) applied now have low specific duty, high specific power consumption - 2,2... 3,1 kW of h/t, and use on technology of uniflow cleaning conducts them to larger losses of seeds in a wastage. The increase in unit loads at VPS with the trapezoid wild conducts to violation of stability of separation and decrease in effectiveness of division of a material.

2. On the basis of theoretical researches of process of driving of a particle of small density in a layer of seeds and movements of seeds on the fluctuating punched surface blown by a sloping airflow, are calculated the speeds of an airflow promoting stratification of a grain material and speed of a material on a surfaces flow, depending on various factors. Researchers showed that with increase in speed of a sloping airflow and an oscillation frequency flow, the average speed of movement of seeds and consequently specific duty increases also increases also.

3. By the pilot studies on a model exemplar of a vibration pneumatic separator it is established that average speeds of movement of the material, received in experiences, at the given efficient loadings, both at airflow influence, and without it, are rather close to design values.

4. Application of an improved version of a vibration pneumatic separator for cleaning of elite seeds of grain crops allows, in comparison with used, to raise a unit load more than twice, to reduce specific power consumption by 30-50%, and at its use in the product lines which are carrying out fractional technology of cleaning, to reduce losses of seeds more than by 1,5 times**.**

4. Literature/ Литература

1. Патент РФ № 2340410. Способ разделения зерновых смесей. В.Д. Галкин, А.Д. Галкин, А.А. Хавыев, С.Е. Басалгин, В.А. Хандриков, В.П. Соловьев, К.А. Грубов, С.В.Галкин. Опубл. 10.12.2008. Б.И. №34.
2. Дринча В.М. Исследование сепарации семян и разработка машинных технологий их подготовки. Воронеж.: НПО «МОДЕК», 2006.-384 с.
3. Галкин В.Д., Грубов К.А. Вибропневмосепаратор для подготовки семян.//Сельский механизатор, 2010, №2. С.15.
4. Галкин В.Д.,Грубов К.А. Вибропневмоснпаратор семян с усовершенствованной декой.//Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2011, №4. С.12-13.
5. Грубов К.А., И.Ю. Козловский И.Ю. Определение скорости движения зернового материала по перфорированной колеблющей поверхности, продуваемой направленным воздушным потоком. //Материалы Всероссийской научной конференции молодых ученых, аспирантов и студентов. 16-17 марта 2011 г. (в печати).

FAILURES PATTERN OF SUGARCANE HARVESTERS IN HAKIM FARABI AGRO-INDUSTRY OF IRAN

Msc student. Payam Najafi[1], PhD. Mohammad Amin Asoodar[2], PhD. Afshin Marzban[3], Eng. Mohammad Ali Hormozi[4]
Khuzestan Ramin University of Agriculture and Natural Resources, Khuzestan, Iran, 6341773637.

Abstract

The performance of sugarcane harvesters depend on function of subsystems. This paper describes failure rate and mean time between failures (MTBF) for sugarcane harvesters 7000 series which are used in HakimFarabi agro-industry of Iran. Sugarcane harvesters were divided into nine subsystems and their failures were studied for 4500 working hours. The failure rate of subsystems including engine, hydraulic transmission, topper, base cutter, chopper, feed rollers, elevator, wheels and extractor fans were calculated 0.014, 0.05, 0.023, 0.065, 0.03, 0.037, 0.026, 0.016, and 0.009 (1/h), respectively. Furthermore, MTBF for subsystems after 4500 working hours were computed 72.21, 20.26, 73.41, 15.53, 33.92, 27.25, 38.66, 61.09, and 111.85 (h), respectively for the aforementioned subsystems. Among the nine investigated components, base cutter with maximum failure rate and minimum MTBF and extractor fans with minimum failure rates and maximum MTBF were recognized the most unreliable and reliable subsystems respectively.

Keywords: failure rate, sugarcane harvester, MTBF

1. Introduction

Sugarcane is one of the main plants for sugar production. Hand sugarcane harvesting is too laborious and needs too many number of workers in long period of time; consequently, it costs a lot. Moreover, hand harvesting follows workers to injury themselves due to cutting cane by sickles. In contrast, Sugarcane mechanical harvester cuts cane and chops them into small pieces and transmits them to trailer. Many reasons related to field and crop influence the sugarcane harvester performance including soil type, soil humidity, cane variety, crop yield and operator skill (anonymous, 1999).

Whereas machine failures occur unregularly in indefinite locations of the field, manager ability to record the time, location, and the reason of failures could be diminished in process of time (kahle, 2007).

One of the most important factors to reach highest crop yield due to the lowest loss is performance on time. For machine scheduling we have to aware of its efficiency. This is impossible without exact status information from different parts of machine.

Sugarcane harvester machine as a main system consists many subsystems. The sugarcane harvester is divided into nine subsystem consisting engine, hydraulic transmission, topper, base cutter, chopper, feed rollers, elevator, wheels and extractor fans. If every one of subsystems stopped, the machine would be stopped, thus relation among harvester subsystems is series.

The optimization of each subsystem in relation to one another is imperative to make the system profitable and viable for operation. Since failure cannot be prevented entirely, it is important to minimize both its probability of occurrence and the impact of failures when they occur [Barabadi and Kumar, 2008]. In order to control and reduce failure and to plan and schedule the harvester operations in optimum time, we have to know how many failures occur in each term of machine performance and how much is mean time between failures.

2. Materials and methods

2.1. Study area

Study area was HAKIM FARABI agro-industry Company located in 35 kilometers south of Ahvaz in Iran. Arable lands of this company are located in 31 to 31°10 N latitude and 45 to 48°36 E longitudes. This region has dry and warm climate. Soil of this region is heavy and semi-heavy and each farm size is 25 ha in regular forms. Totally, 24 sugarcane harvester 7000 model are being used in the company. Data are from maintenance Reports of harvesters which have been recorded since 5 years ago.

2.2. Failure rate

Failure rate is the scale for specify number of failures in used hours and compute from following equation (1), (Billinton and Allan, 1992):

$$\lambda = \frac{\mathrm{F}}{H} \qquad (1)$$

Where λ is failure rate, F is number of failures, and H is operation hours. By using of this function we calculated the mount of system stopping over time, and then we evaluated every one of subsystems separately.

2.3. Mean time between failures

Mean time between failures (MTBF) is an appropriate scale for specifying machine performance time without any stopping. Each system consists of one or more subsystems. The components of system would be series or parallel. This system is series; it means, if due to any reason one subsystem stopped, the overall system would be stopped. MTBF for subsystems was calculated using equation 2, (Billinton and Allan, 1992):

$$\mathrm{MTBF} = \frac{\mathrm{H}}{F} \qquad (2)$$

Where MTBF is mean time between failures, H is operation hours, and F is number of failures.

3. Results and discussion

3.1. Failure rate results

Results showed that failure rate for every subsystem was different. Average failure rate after 4500 working hours for 5 years (every sugarcane harvester have worked about 900hours annually) for subsystems namely engine, hydraulic transmission, topper, base cutter, chopper, feed rollers, elevator, wheels and extractor fans were obtained 0.014, 0.05, 0.023, 0.065, 0.03, 0.037, 0.026, 0.016, and 0.009 respectively. Therefore hydraulic transmission system with maximum failure rate was the most unreliable and extractor fans system with minimum failure rate was the most reliable subsystem. Table1 shows the values of failure rates after 4500 working hours for subsystems.

Table 1, annual failure rates of sugarcane harvester subsystems (Every 900 hours)

Years	topper	Hydraulic	Feed rollers	chopper	elevator	Base cutter	Wheels	engine	Extractor fans
1	0.019	0.039	0.029	0.024	0.021	0.062	0.015	0.012	0.007
2	0.022	0.045	0.036	0.025	0.023	0.062	0.017	0.014	0.008
3	0.022	0.054	0.037	0.031	0.028	0.067	0.016	0.014	0.009
4	0.026	0.056	0.041	0.033	0.028	0.064	0.017	0.015	0.011
5	0.029	0.057	0.043	0.039	0.033	0.067	0.017	0.015	0.013

Figure (1) shows the failures behavior of every subsystem. Base cutter system failures were so scattered and did not follow a regular trend. These failures consisted blade breaking or blade dulling depend on crop aggregation and material quality of blades are solved by changing the blades. Trend of hydraulic transmission system failures are increasing. Because this subsystem consist of tubes and pipes depreciating over time.

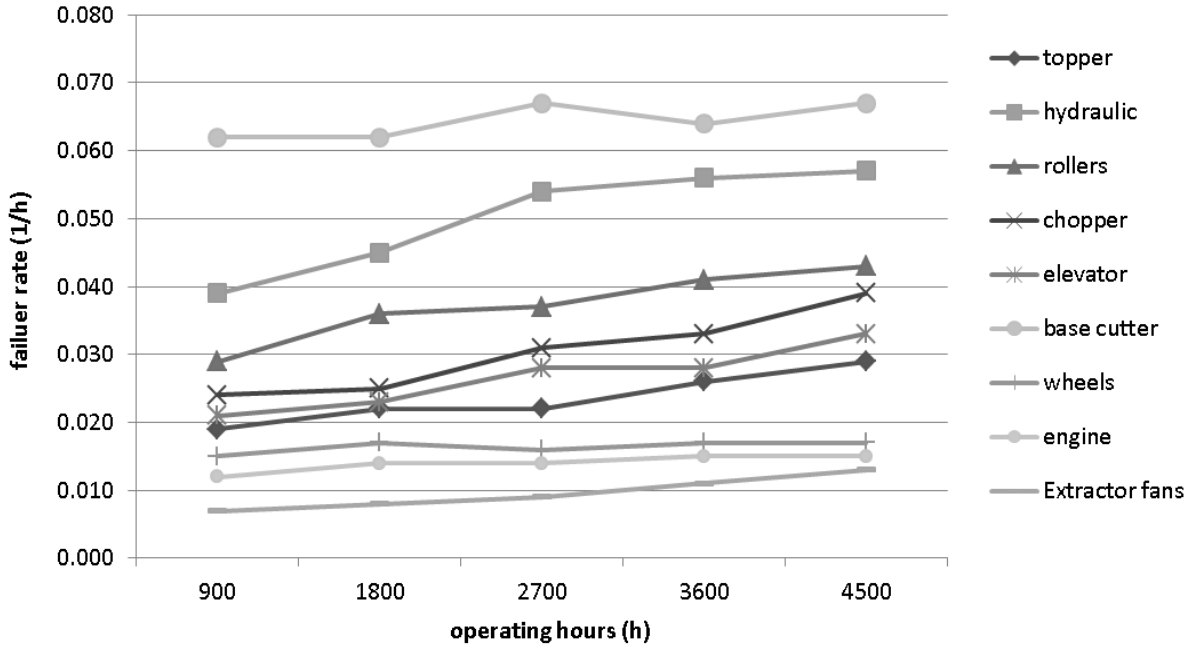


Fig 1. Failure rate of sugarcane harvester subsystems

Because of wearing of hydromotors, Feed rollers failures showed an increasing trend. Increasing failures in chopper usually are originated from blade breaking which has constant value, chopper gearbox failings, and hydromotor failings which increase over time. Elevator failures usually are from both chain obstruction due to cane bulk, and hydromotor failures that increase over time, thus failure rate graph is growing. Topper failure is as same as base cutter failure and its graph conform to base cutter graph, but with smaller failure rate. Number of wheel failures approximately is fixed, because wheel's failure is more consist of puncturing in field that is occurred fixedly Engine failures are a little and do not increase sharply. Because sugarcane harvesting never has been done in summer and at this season engine is overhauled. These failures included of belt rupture, water pump failing and obstruction in fuel system. Fan failures increase slowly over the time.

3.2. MTBF results

The mean time between failures after 4500 hours (5 years) for sugarcane harvester subsystems presented in table 2. The average MTBF after 4500 hours for subsystems namely engine, hydraulic transmission, topper, base cutter, chopper, feed rollers, elevator, wheels and extractor fans were calculated as 72.21, 20.26, 73.41, 15.53, 33.92, 27.25, 38.66, 61.09, 111.85 (h), respectively. As a result, base cutter with 15.53 and extractor fans with 111.85 h are the most unreliable and reliable subsystems respectively.

Table 2 amounts of MTBF annually (every 900 hours)

Years	topper	Hydraulic	Feed rollers	chopper	elevator	Base cutter	Wheels	Engine	Extractor fans
1	53.9	25.5	33.9	41.7	48.2	16.1	65.5	83.3	152
2	45.4	22.1	27.5	39.5	43.2	16.2	60.5	69.8	129.7
3	45.7	18.5	27.1	32.2	36.2	15	62.1	72.4	108.6
4	38.5	17.7	24.6	30.6	35.4	15.5	59.1	68.2	88.6
5	35.	17.5	23	25.7	30.2	14.8	58.3	67.3	79.5

4. Conclusion

In order to control and reduce failure and to plan and schedule the harvester operations in optimum time, we have to know how many failures occur in each term of machine performance and how much is mean time between failures. Thus, to specify the failure rate and mean time between failures of Sugarcane harvester the study was conducted in Hakim Farabi agro–industry of Iran.

The results showed that failure rate of subsystems including engine, hydraulic transmission, topper, base cutter, chopper, feed rollers, elevator, wheels and extractor fans after 4500 working hours were 0.014, 0.05, 0.023, 0.065, 0.03, 0.037, 0.026, 0.016, and 0.009, (1/h), respectively. Furthermore, MTBF for subsystems after 4500 hours also were computed as 72.21, 20.26, 73.41, 15.53, 33.92, 27.25, 38.66, 61.09, and 111.85 (h), respectively. Therefore, base cutter with maximum failure rate and minimum MTBF and extractor fans with minimum failure rate and maximum MTBF are recognized the most unreliable and reliable subsystems respectively.

5. References

Anonymous.Some measurements of mechanical sugarcane harvester performance. (1999). South African sugar association experiment station, private bag x02, mount Edgecombe, 4300, Southern Africa.

Barabadi, J. and U. Kumar. Reliability analysis of mining equipment: a case study of a crushing plant at jajarm bauxite mine in Iran. Journal of Reliability Engineering and System Safety. 93: (2008), 647-653.

Billinton, R.,R. N. Allan. Reliability evaluation of engineering systems: concepts and techniques, 2 NDeditions, 1992. 512 pages.

Kahle, W..Optimal maintenance policies in incomplete repair models.Journal of Reliability Engineering and System Safety.92: (2007), 563- 565.

IMPROVING THE EFFICIENCY OF AGRICULTURAL WATER SUPPLY TO AGRICULTURAL CONSUMERS IN KAZAKHSTAN IN MARKET CONDITIONS

Assoc. Prof. Sarkynov E. PhD[1], Assoc. Prof. Karaivanov D. PhD[2], Assoc. Prof. Yakovlev A. PhD[1], Zhakupova Z. MSc[1]
[1]Kazakh National Agrarian University (KazNAU), Almaty, Kazakhstan
[2]University of Chemical Technology and Metallurgy (UCTM), Sofia, Bulgaria

Abstract: *Examined and shown ways to improve water supply to agro-industrial complex consumers agribusiness in Kazakhstan to irrigate pastures and irrigation in market conditions. There are given the theoretical foundations of the most progressive method of restoring the production rate of underground water source - a well by the use of compressed air and airlift technology, which can be recommended for practical application. They are purpose for definition of the main parameters of the process: the need to over-pressure compressed air supply compressor, power consumption and efficiency.*

Keywords: irrigation, airlift technology

1. Introduction

In Kazakhstan, in a market economy the priority of rural development, including irrigation of pastures and irrigation of crops in irrigated areas, is not possible without the proper functioning of water systems and autonomous water systems for drinking water quality assured villages of farmers and other consumer agro-industrial complex. Water problem villages and pastures will facilitate the adoption in 2003. Government's "Water Code of the Republic of Kazakhstan" and approved by the branch program "Drinking water" [1, 2, 3].

The Republic of Kazakhstan has good conditions for the production of crops and livestock products using irrigated land and natural grassland, the area of the latter is 183 million hectares, of which the Ministry of Agriculture - 154.4 million hectares.

The main producers of crops and livestock production in the Republic of Kazakhstan are agricultural formation, including farmers and farms, of which there are more than 170 thousand.

Drinking water supply to agricultural consumers are both due to groundwater - Mining and tube wells in the amount of 69.8% and surface water - rivers, canals, lakes, springs, water-filled items for about 30%.

When keeping pasture stock-breeding the most accessible types of water supply, low-cost, are the above-ground water sources, but they are not always pollution free and require purification plants for improvement of the water quality, in addition they are not enough to satisfy all consumers.

2. State of the problem

At present, the prevailing economic conditions, the number of livestock farmers and farms are concentrated around settlements and open water sources. This increases the load on the limited area of pastures (30 million hectares), 50% of which in varying degrees of degraded.

The problem of water supply to agricultural consumers should be pursued in conjunction rational use of water resources, conservation of grassland and has no adverse effect on the ecology of the environment. Daily demand for potable water use in Kazakhstan is about 1350 m^3, or 26% of the total demand for the Republic.

Promising market environment is centralized water supply by the group and the local water supply, which is now covered in Kazakhstan, 45.8% of rural users, and the rest have their own independent water supply due to the organization of services for the mechanization of underground water supply (75%) and surface (25%), water sources.

The main water-lifting equipment supply are centrifugal pumps domestic and foreign, for the conditions of pasture irrigation - Cord belt and water-pump, submersible pumps, and airlift pumping stations.

Improving the efficiency of agricultural water users in the market environment can be achieved through the use of water-lifting equipment of the new generation with the use of energy-saving technologies on the basis of domestic and foreign alternative development.

Currently, 54.2% of the Republic of Kazakhstan agricultural consumers have their autonomous agro-industrial complex water supply due to the organization of services for the mechanization of water, which are carried out mainly by groundwater - tubular and open wells (75%).

It requires a proper state of the main water sources, watering plants and water-lifting equipment.

However, their maintenance and repair at a low level due to lack of production of a single set of machines for this purpose, which leads to the degradation of water sources, reduced water quality, reduce their service life and decrease the reliability of water-lifting equipment.

To increase the effectiveness of independent water supply must be maintained in the desired state of the main water sources, including wells, wells and other water intakes produce replace outdated and worn water-lifting equipment to the new most effective, based on the new resource-saving technologies water lift.

Therefore needed in this area is monitored throughout the country, to create databases of the major water sources, to give suggestions to the development of new resource- and energy-saving technologies and equipment supply.

An important factor in maintaining the necessary condition of underground water sources is the timely recovery of their production rate. Below we consider the theoretical foundations of the most progressive method of restoring production rate of underground water source on the example of the well [4].

3. Airlift pumping method

When restoring the well production is widespread use of compressed air as an energy source in the major processes: removal of sediment light category density (loose soil), pumping contaminated water from the well to its full clarification, while using the most effective way to lift airlift as water mixture with a suspension of purified soil.

The technological process of lifting method airlift water wells with a suspension of purified soil (Fig. 1) at the steady work will be a continuous supply of compressed air to air wire sleeve, dropped below the water level and fixed at a certain depth. The resulting mixture of water, air and soil suspension for well casing is fed up and discharge duct sealing tip - on the surface of the well.

Technological process of this scheme is theoretically not fully understood. Below we describe the basic equation of the ongoing process of lifting air mixture with a suspension of purified soil - analytical dependence between the main process parameters: the excess of required pressure of the compressed air supply system P_{exc}, volume weight of lifted mixture γ_{mix}, depth air supply hose H_i, lift height mixture H, loss of pressure in the air ΔP and hydraulic ΔH lifting system, compressed air consumption (supply compressor) W_H and airlift supply the water with a suspension of purified soil Q.

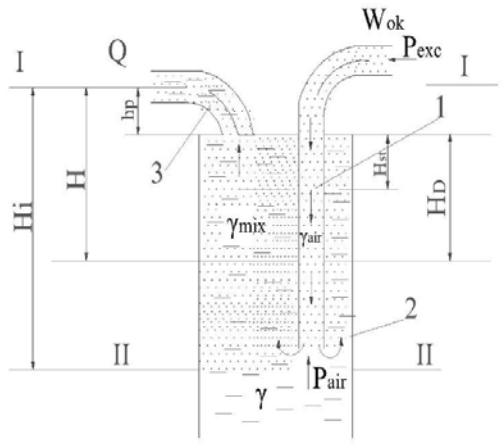


Fig. 1 *Sketch of an airlift pump station*
1 - air supply hose clamp;
2 - well;
3 - vent pipe.

4. Mathematical description

To determine this dependence used Bernoulli equation for section I-I and II-II wells on the output of compressed air from the air supply hose, the latter taken as a datum:

(1) $P_{exc} + \frac{v_{air1}^2}{2g} - \gamma_{air} + \gamma_{air} \cdot H_i = P_{air} + \frac{v_{air2}^2}{2g}\gamma_{air} + \Delta P$;

(2) $P_{air} + \frac{v_{mix2}^2}{2g}\gamma_{mix} = \gamma_{mix} \cdot H_i + \frac{v_{mix1}^2}{2g}\gamma_{mix} + P_{res} + \Delta H \cdot \gamma_{mix}$,

where P_{exc} - excess air pressure in the supply system, Pa; v_{air1}, v_{air2}, v_{mix1}, v_{mix2} - speed of the compressed air and of the lifted mixture adopted sections, m/s:

(3) $v_{air_{1,2}} = \frac{4W_{H_{1,2}}}{\pi \cdot d_{pipe_{1,2}}^2}$;

(4) $v_{mix_{1,2}} = \frac{4Q_{mix}}{\pi \cdot d_{pipe_{1,2}}^2} = \frac{4\left(Q + W_{H_{1,2}}\right)}{\pi \cdot d_{pipe_{1,2}}^2}$,

where W_H - compressed air flow (flow compressor discharge) in section 1 and 2, m^3/s; $d_{pipe_{1,2}}$ - internal diameters of pipes in sections 1 and 2 (in section 2 conditional), m:

(5) $d_{pipe_2} = \sqrt{D_{well}^2 - d_{out}^2}$,

where D_{well} - internal diameter of well casing, m; d_{out}^2 - outer diameter air supply hose, m; Q_{mix}, Q - general feed airlift installation water mixture and purified water with a suspension of soil, m^3/s; γ_{air}, γ_{mix} - volume weight of the supplied compressed air and raised water mixture with a suspension of purified soil N/m^3; H_i - depth air supply hose into the well, m; ΔP, ΔH - loss of pressure in the pneumatic and hydraulic lift system mixture, Pa and m; P_{air} - overpressure in section II-II wells, Pa:

(6) $P_{air} = \gamma\left(H_i - H\right)$,

where H - water lifting height, m:

(7) $H = H_D - h_p$,

where H_D - dynamic water level in the well, m; h_p - height of the tip (the mouth) of the well to spout diverter pipe, m; γ - volume weight of water in the well, N/m^3; P_{res} - residual pressure lifted mixture drain connection, Pa.

5. Solution and analysis of the results

Substituting the value P_{air} from equation (2) into (1), and considering that the rate of the compressed air hose length changes slightly, i.e. $v_{air_1} \cong v_{air_2}$ and substituting the value $v_{mix_{1,2}}$ in (4) and (5), and solving for P_{exc}, we get the basic equation of the ongoing process of lifting the mixture:

(8) $P_{exc} = \gamma_{mix}\left[H_i + \frac{8\left(Q + W_{H_1}\right)^2}{\pi \cdot g \cdot d_{pipe_1}^2} - \frac{8\left(Q + W_{H_2}\right)^2}{\pi \cdot g\left(D_{well}^2 - d_{out}^2\right)} + \Delta H\right] + \Delta P - \gamma_{air} \cdot H_i + P_{res}$

Excessive air pressure in the system without hydraulic losses is determined by (1), by substituting P_{air} from (6):

(9) $P_{exc} = \left(H_i - H\right)\gamma + \Delta P - \gamma_{air} \cdot H_i$.

Starting a suit of excessive air pressure is determined by the formula

(10) $P_{exc.s} = \left(H_i - H_{st}\right)\gamma + \Delta P - \gamma_{air} \cdot H_i$,

where H_{st} - static water level in the well, m.

Air flow (flow compressor suction) is calculated by the formula:

(11) $W_{ok} = Q\left(1 + \frac{P_{air}}{P_{exc}}\right)\gamma \cdot H \cdot P_{air}^{-1} \cdot \eta_{PS}^{-1}$,

where η_{PS} - efficiency of airlift pump system installation (based on experimental data η_{PS} = 0,7).

Executed theoretical basics of using compressed air in the recovery work over tried out in a mobile unit designed for work over ARS-300, which was used by airlift pumping unit for cleaning wells of sediment density and light category of pumping contaminated water to its full clarification.

6. Conclusions

1. Analysis is presented of the state and the ways to improve the effectiveness of the water supply to agricultural consumers of agro-industrial complex in Kazakhstan in respect of pasture watering and irrigation of land in market conditions.

2. There are given the theoretical foundations of the most progressive method of restoring the production rate of underground water source - a well by the use of compressed air and airlift technology, which can be recommended for practical application. They are purpose for definition of the main parameters of the process: the need to over-pressure compressed air supply compressor, power consumption and efficiency.

7. References

1. Usakovskii, V.M. Water and waste water in agriculture. Moscow, Kolos, 2002, - 328 p. (in Russian)
2. Erhov, N.S., V.S. Misenev, N.I. Ilin. Agricultural land reclamation and water supplying. Moscow, Kolos, 1983, - 351 p. (in Russian)
3. Yakovlev, A.A., E. Sarkynov. Improving agricultural water supply to consumers in today RK. – In: Proceedings of the Conference “Scientific support for sustainable agricultural development of the Republic of Kazakhstan, Mongolia and Kyrgyzstan”, Almaty: LLC "Publishing" Bastau ", 2004, pp. 199-200. (in Russian)
4. Yakovlev, A.A. Theoretical basis of the use of compressed air in the recovery well production. – In: Proceedings of the Conference. Part 1. Kazakh National Agrarian University. Almaty. 2002, pp. 171-174. (in Russian)

ПРИБИРАНЕ НА СУСАМ СЪС ЗЪРНОКОМБАЙН В УСЛОВИЯТА НА БЪЛГАРИЯ

Доц. д-р инж. Трифонов А.[1], доц. д-р инж. Петров П.[1], доц. д-р инж. Ишпеков С.[1]
проф. дсн Георгиев С.[2], гл. ас. д-р Стаматов С.[2], ас. Дешев М.[2]
Аграрен университет – Пловдив, България[1]; Институт по растителни и генетични ресурси – Садово, България[2]

Abstract: *They are investigated qualitative indices of a grain harvester New Holland CX8060 at sesame harvesting. The sesame genotype 4083 is used for experiments. It is developed at IRGR - Sadovo (Bulgaria) and has non dehiscent capsules at maturation. The tested harvester reaches seed's purity of 84,4 % and loses up to 22 %, two-thirds from which are due to the header. The high seed's humidity of 14,4 % has been the main reason for decreasing their germination capacity from 20 to 50 % by the harvester. Generally, the grain harvester does not met requirements at sesame harvesting at Bulgarian conditions, therefore is recommended developing a specialised unit for this agricultural operation.*

Keywords: SESAME HARVESTING, GRAIN HARVESTER

1. Увод

Производството на сусам у нас е недостатъчно и затова се внася от чужбина. Основната причина за намаляващото производство е ръчното прибиране на реколтата. Опитите за механизиране на прибирането на сусама са показали загуби до 80 % [1, 2]. За решаването на проблема в световен мащаб се работи в две направления. Първото е селекциониране на сортове, които при узряване задържат семената в кутийките, а второто - адаптиране на съществуващата и разработване на нова техника за прибиране на сусам.

Във фирмата Sesaco (САЩ) и ИРГР - Садово са създадени сортове, които при узряване задържат плодните си кутийки затворени или отварят само техните върхове. Това намалява разпиляването на семената и създава предпоставки за механизираното им прибиране.

Целта на изследването е определяне на показателите на конвенционален зърнокомбайн при директно прибиране на сусам от създадените сортове в условията на България.

2. Методика на експеримента

Управляеми фактори. Опитът се провежда по план В2 (табл. 1) с управляеми фактори честотата на въртене на вентилатора на очистителя и хлабината между барабана и контрабарабана.

Честотата на въртене на вършачния барабан се поддържа постоянна на 550 min^{-1}. Тази стойност е определена от предварителните експерименти, проведени през 2011 г.

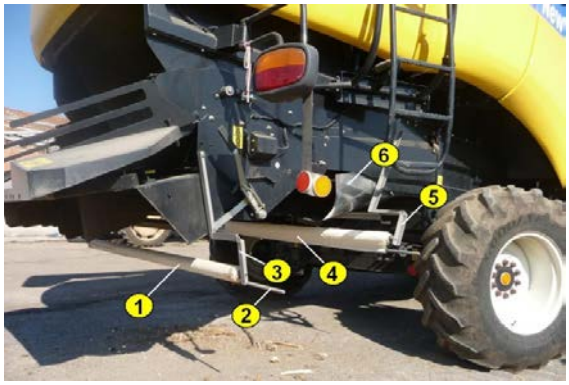
Таблица 1. *План на експеримента*

№ на опита	Фактори			
	Кодирани стойности		Реални стойности	
	Вентилатор	Хлабина	Вентилатор min^{-1}	Хлабина mm
1	+1	+1	600	20
2	-1	+1	500	20
3	+1	-1	600	12
4	-1	-1	500	12
5	+1	0	600	16
6	-1	0	500	16
7	0	+1	550	20
8	0	-1	550	12
9	0	0	550	16

Изследваните показатели за работата на зърнокомбайна са:

- дял на загубите от хедера, [%],
- дял на загубите от очистителя, [%];
- дял на загубите от сламотръсите, [%];
- чистота на семето в бункера, [%];
- степен на механично повреждане на семената;
- общи загуби от зърнокомбайна, [%].

За вземането на проби след очистителя и след сламотръсите са изработени и монтирани в задната част на комбайна две ролки с навити платнища 1 и 4 (фиг. 1). Размерите на платнищата са 2,5 m ширина и 10 m дължина. Към единия край на всяко платнище е закрепен метален прът. При движение на комбайна, навитите платнища се саморазвиват след полагане и задържане на прътите върху почвата. Върху платнище 1 се събира масата от сламотръсите, а върху платнище 4 - от очистителя. За насочване на материала след ситата се монтира скатна плоскост, по която той се плъзга върху платнище 4.

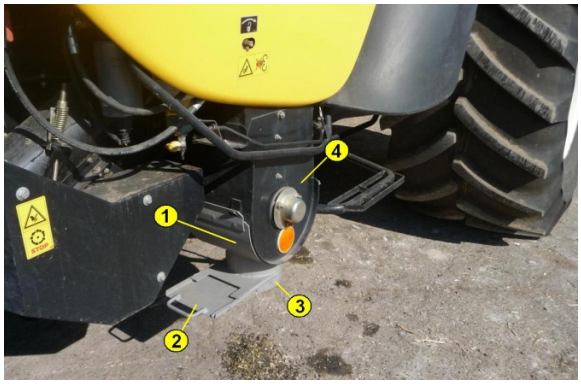


Фигура 1*. Приспособления за събиране на обработената маса след сламотръса и след очистителя.*

1 и 4 – ролки с навити платнища, 2 – метален прът, 3 и 5 – стойки, 6 – скатна плоскост.

За вземане на проби от прибраните семена е изработено приспособление, което се монтира под зърнения елеватор (фиг. 2).

За намаляване на загубите от кутийки и семена, които прехвърлят хедера и падат зад него е изработен екран с височина 1 m. Екранът представлява метална рамка, за която се закрепва полиетиленово фолио. Той се монтира над хедера по цялата работна ширина.



Фигура 2*. Приспособление за вземане на проба от прибраните семена.*

1 – фланец, 2 – шибър с дръжка, 3 – изходящ отвор с куки за закрепване на чувал; 4 – зърнен елеватор.

Условия на експеримента. Опитите са проведени през 2011 и 2012 г в землището на с. Крушево, община Първомай, Пловдивска област. Сусаменият посев е от генотип 6, селекционна линия 4083 и е продукт на ИРГР - Садово. Сеитбата е извършена със сеялка за точна сеитба, а посевът е окопан еднократно с едновременно загърляне. През юли е извършено еднократно поливане на посева чрез дъждуване.

В края на вегетацията е направено пръскане с дефолианта Реглон за понижаване на влажността на растенията. Въпреки това, по време на експеримента влажността на кутийките не спадна под 31 %, а на семената - 14,8 %, което е характерно за посев в технологична зрялост. При климатичните условия на България сусамът често не достига пълна зрялост, което налага неговото прибиране в това състояние.

Експериментите се провеждат със зърнокомбайн New Holland CX 8060 (табл. 2).

Таблица 2. *Параметри на комбайна*

Марка на комбайна	New Holland CX8060, произведен 2008 г.
Хедер на комбайна	хедер New Holland за житни култури с ширина 6,1 m
Параметри на комбайна	- работна скорост 6,5 km/h; - честота на въртене на барабана 550 min^{-1}; - диаметър на отворите на ситата: предно 6 mm, горно 8 mm, долно – затворено; - контрабарабан на апарата за допълнително овършаване – гладък.

Вземане на пробите. Преди всеки опит се маркира с жалони експериментална парцелка с дължина 10 m и се определя биологичния добив на семена. Това се извършва по броя на растенията в парцелката и по средния добив от едно растение.

Чрез бордовия компютър се задава режима на комбайна:

- честотата на въртене на мотовилото;
- честотата на въртене на вършачния барабан;
- честотата на въртене на вентилатора;
- хлабината между барабана и контрабарабана;
- скоростта на комбайна.

Преди да влезе в маркираната парцелка комбайнът изминава 20 m работен ход за достигане на нормален режим.

При навлизане на комбайна в парцелката едновременно се пускат прътите на платнищата и се отваря шибъра на приспособлението под зърнения шнек. Засича се времето за обработване на парцелката. След опита, материалите от платнищата и от приспособлението се запълват в торби.

Обработване на експерименталните проби. От събраните материали се вземат средни проби. На ръка се отделят семената от неовършаните кутийки, овършаните семена и примесите. След претегляне се пресмята дела на всяка компонента спрямо средната проба. Загубите от хедера се определят по разликата от количеството на семената, събрани с приспособлението и платнищата и от биологичния добив от парцелката.

Отделянето на примесите от прибраните семена се извършва с лабораторна семечистачна машина СМ - 0,15. Използвани са сита с правоъгълна форма на отворите, чиято ширина е 1,2 mm за горното сито и 0,8 mm за долното сито.

Делът на механичните повреди се определя по разликата между кълняемостта на ръчно прибрани семена и на семена, които са прибрани със зърнокомбайна.

Статистическата обработка на резултатите се извършва при равнище на значимост $\alpha = 0,05$.

3. Резултати и дискусия

Чистота на семето в бункера. Съставът на прибраната маса е много разнообразен (фиг. 3). Освен семена се наблюдават части от стъбла и недоразвити кутийки. В състава на примесите влизат недохранени семена, части от разрушени стъбла, разрушени кутийки, парченца почва и др..



Фигура 3*. Компоненти от прибраната маса*

От експерименталните резултати е получено следното регресионно уравнение:

$$\eta_ч = 648,5500 - 2,6404.n_в + 11,8415.h + 0,0020.n_в^2 + \\ +0,0336.n_в.h - 0,8771.h^2$$

с $R^2 = 0,82$ и $p_F < 0,05656$

където:

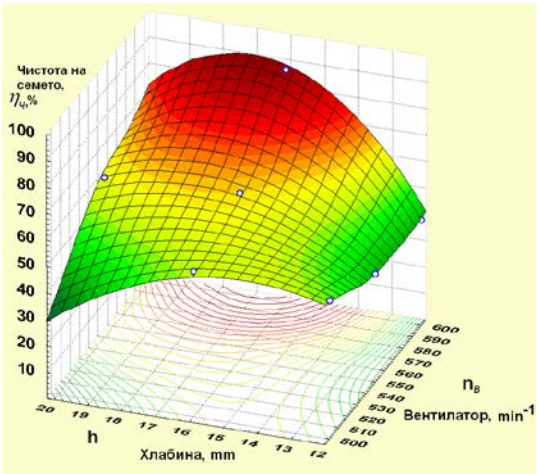
$\eta_ч$ е чистота на семето в бункера, [%];

$n_в$ - честотата на въртене на вентилатора, [min^{-1}]

h - хлабината между барабана и контрабарабана, [mm].

Повърхнината на отклика е представена на фигура 4. Най-високата чистота на прибраните семена 84,4 % се постига при честота на въртене на вентилатора $n_в$= 600 min^{-1} и хлабина на вършачния апарат h = 16 mm.

При повишаване на скоростта на въздушната струя материалът над ситата се почиства по-добре. При изследваните честоти на вентилатора не е регистрирано изхвърляне на семена зад комбайна.



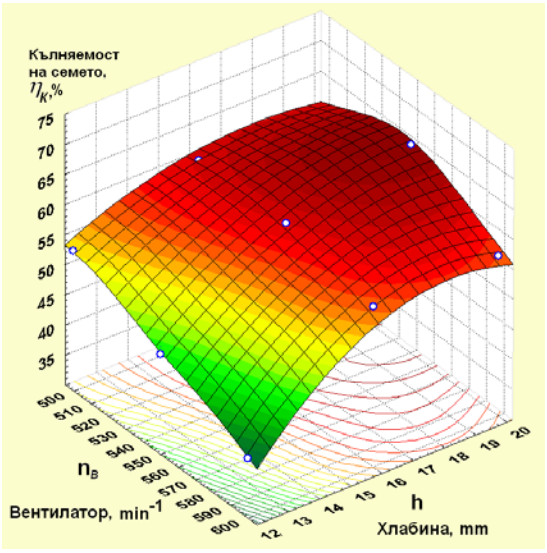
Фигура 4*. Регресионна повърхнина за чистотата на прибраното семе*

Механично повреждане на семената. То се определя косвено чрез понижението на кълняемостта на семената под въздействието на комбайна. Кълняемостта на ръчно прибраните семена е 96 %, а на семената, прибрани със зърнокомбайна е от 20 до 50 % по-ниска. Това означава, че механичното овършаване уврежда семената значително. Експерименталните резултати се представят със следното регресионно уравнение:

$$\eta_к = -13,2800 - 0,0383.n_в + 12,1118.h + 0,0004.n_в^2 - -0,0083.n_в.h - 0,1598.h^2$$

с $R^2 = 0,91$ и $p_F < 0,0032$;

където $\eta_к$ е кълняемостта на прибраните семена, [%].



***Фигура 5**. Регресионна повърхнина за кълняемостта на семената, прибрани със зърнокомбайн*

Повърхнината на отклика е представена на фигура 5. Най-висока кълняемост на семената се наблюдава при максималната хлабина h =20 mm и при минималната честота на въртене на вентилатора $n_в$=500 min^{-1}. Намаляването на хлабината на вършачния апарат причинява значително понижение на кълняемостта, поради увреждане на семената.

Трябва да се отчете, че при влажност 14,8 %, семената са силно податливи на механично повреждане. Затова се препоръчва прибирането на сусам със зърнокомбайн да се извършва при влажност на семената под 8 % [2].

Загуби от вършачката. Те се дължат на изхвърлените на полето семена от очистителя и от сламотръса. При условията на опита не се наблюдават неовършани кутийки, както върху ситата, така и върху сламотръса.

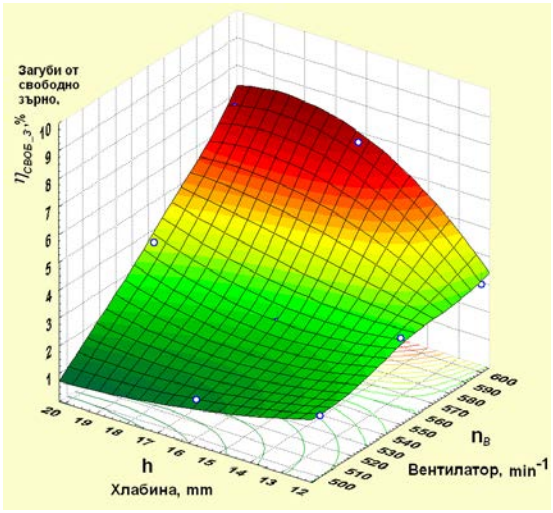
След обработка на опитните данни е получено следното регресионно уравнение:

$$\eta_{своб_з} = 120,3470 - 0,4091.n_в - 1,9790.h + +0,0004.n_в^2 + 0,0033.n_в.h + 0,0118.h^2$$

с $R^2 = 0,71$ и $p_F < 0,0202$,

където $\eta_{своб_з}$ са семената в масата след очистителя, [%].

Регресионното уравнение е визуализирано на фигура 6 чрез повърхнината на отклика. Най-малките загуби на семена $\eta_{своб_з}$ = 1,5 % се наблюдават при минималните стойности на честотата на въртене на вентилатора $n_в$=500-520 min^{-1} и хлабина на вършачния апарат h = 16 mm.



***Фигура 6**. Регресионна повърхнина за загубите от вършачката*

Общи загуби на зърно от комбайна. Те са сума от загубите на семена от хедера и вършачката. Основният дял на загубите е от хедера. В условията на експеримента за житния хедер те са около 15 %, а загубите от вършачката са от два до пет пъти по-малки.

4. Заключение

При прибиране на сусам от генотип 6, селекционна линия 4083 загубите от вършачката достигат 6 ÷ 7 % от биологичния добив. Минималните загуби са 1,5 % и се наблюдават при честотата на въртене на вентилатора 500-520 min^{-1} и хлабина на вършачния апарат 16 mm.

Общите загуби на зърно от комбайна се колебаят в границите на 17-22 %. Две трети от тях се дължат на хедера, а една трета на вършачката.

Най-високата постигната чистота на семето в бункера е 84,4 %. Тя се наблюдава при максималните стойности на честотата на въртене на вентилатора (600 min^{-1}) и хлабина на вършачния апарат 16 mm.

Механичното овършаване намалява кълняемостта на семената от 20 до 50 %. Това се дължи на високата податливост към травмиране на семената при влажност 14,8 %. Най-висока кълняемост на прибраните семена се наблюдава при хлабина между барабана и контрабарабана 20 mm.

Резултатите показват, че конвенционалният зърнокомбайн не постига агротехническите изисквания за допустимото ниво на загуби и за механично повреждане на семената при прибиране на сусам в условията на България. Затова е необходимо разработване на специализирана прибираща машина.

5. Литература

1. Bennett, M. R. and Wood, I.M. (1995). Proceedings of First Australian Sesame Workshop, Northern Territory Department of Primary Industry and Fisheries, Darwin.

2. Langham, D. R. and Terry Wiemers. (2002). Progress in mechanizing sesame in the US through breeding. ASHS Press, Alexandria, VA. p. 157–173.

Изследванията са финансирани от договор ДДВУ 02/88 с Фонд „Научни изследвания" към Министерството на образованието, младежта и науката.

ИЗМЕСТВАНЕ НА ОКАЧНАТА ТОЧКА НА ПЛУГ ЗА ПЪЛНО ОБРЪЩАНЕ НА ПОЧВЕНИЯ ПЛАСТ

DISPLACEMENT OF PLOUGH LINKAGE POINT FOR FULLY REVERSAL OF SOIL LAYER
СМЕЩЕНИЕ ТОЧКИ ПОДВЕСА ПЛУГА ДЛЯ ПОЛНОЕ ПЕРЕВОРАЧИВАНИЕ СЛОЯ ПОЧВЫ

Проф. д-р инж. Мандраджиев, С., Доц. д-р инж. Трифонов, А.
Аграрен университет – Пловдив, България

Abstract: *It is known that the classical plough not fully reverse the soil layer. As a result, the top soil is placed at various depths below the surface of the field. Proposed a plough for fully reverse of the soil layer with extended rear plow body. As a result, an additional resistive force was created which displaces linkage point on the plow. Is obtained analytical dependence for the determination of the displacement of the linkage point of the plow for fully reverse of soil layer. The same relationship is illustrated for different numbers (2 to 10) plow bodies with working width of 35 cm.*

Keywords: PLOUGHING, SOIL TILLAGE, PLOW, LINKAGE POINT

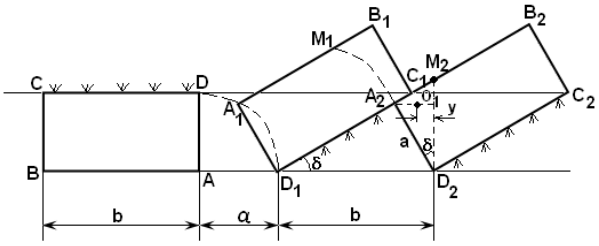
1. Увод

Известно е, че класическият плуг не обръща пълно почвения пласт. В резултат на това горния почвен слой се разполага на различна дълбочина под повърхността на полето. Ето защо редица изследвания [1, 2, 4, 5, 11] са насочени към подобряване на този показател. В наши разработки [7, 8, 10] е доказано, че пълно обръщане на почвения пласт $A_1B_1C_1D_1$ (фиг. 1) е възможно чрез повишаване на работната ширина на последното плужно тяло, така че да се отстрани допълнително почвения пласт с триъгълно сечение $A_2D_2M_2$. Увеличената ширина *B* [9] е

$$B = b + a, \qquad (1)$$

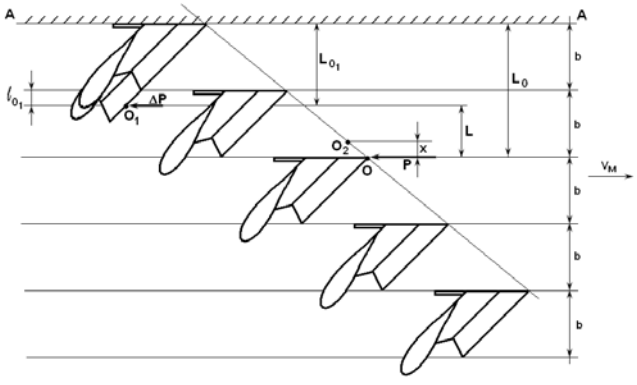
където: *b* е ширината на стандартното плужно тяло

a - дълбочината на работа.



Фиг. 1*. Схема на пълно обръщане на почвения пласт*

Увеличаването, обаче, на работната ширина на последното плужно тяло предизвиква допълнителна теглителна сила ΔP (фиг. 2) в резултат, на което и изместване на окачната т.О на плуга в т.O_2 на разстояние X. Целта на настоящата работа е да се определи изместването на окачната точка при плугове с различен брой и ширина плужни тела.



Фиг. 2*. Изместване на окачната точка от т.О в т.O_2*

2. Резултати и дискусия

Известно е [3], че приложната т.О на теглителната сила Р на плуга се намира пред върха на лемежа на средното плужно тяло – при нечетен брой плужни тела и на средата на правата свързваща върховете на лемежите на двете средни плужни тела – при четен брой.

От уравнението на моментите

$$\sum Mo_2 = 0 \qquad (2)$$

Следва

$$Px = \Delta P(L - x) \qquad (3)$$

Откъдето изместването е

$$X = \frac{\Delta P.L}{P + \Delta P} \qquad (4)$$

където L е разстояние от т.О до стената на браздата А-А (фиг. 2).

Допълнителната сила ΔP е

$$\Delta P = \frac{P}{n}\eta, \qquad (5)$$

където *n* е брой плужни тела;

η - коефициент, отразяващ съотношението между площта на триъгълното сечение $A_2D_2M_2$ (фиг. 1) и основния почвен пласт ABCD т.е.

$$\eta = \frac{S_{\Delta A2D2M2}}{S_{\square ABCD}} \qquad (6)$$

където $S_{\Delta A2D2M2}$ е площ на триъгълното сечение;

$S_{\square ABSD}$ – площ на основния пласт;

$S_{\Delta A2D2M2}$ е определена при условия, че пласта не се свлича.

От подобието на правоъгълните триъгълници $A_2D_1D_2$ (фиг. 1) и $A_2D_2M_2$ следва, че $\sphericalangle A_2D_2M_2$ е равен на $\sphericalangle\delta$. Откъдето площта

$$S_{\Delta A2D2M2} = a\frac{A_2M_2}{2}, \qquad (7)$$

но $A_2M_2 = atg\delta$. (8)

След преработка

$$A_2M_2 = \frac{a^2}{\sqrt{b^2 - a^2}} . \quad (9)$$

Заместваики (9) в (7) се получава

$$S_{\Delta A2D2M2} = \frac{a^3}{2\sqrt{b^2 - a^2}} \quad (10)$$

Явно е, че $S_{\Delta A2D2M2}$ е променлива величина и тя зависи от размерите на почвения пласт. На табл. 1 е дадено изменението ѝ при реални стойности на ширината на плужното тяло до максимална дълбочина за качествена работа:

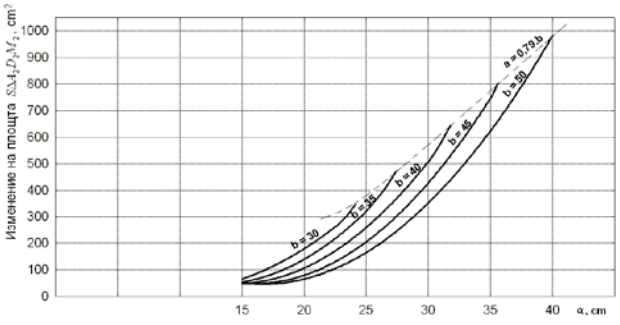
$$a_{max} = 0{,}79b \quad [9]$$

Табл. 1. *Изменение на площта* $S_{\Delta A2D2M2}$, cm^2

№	b, cm	a, cm					
		15	20	25	30	35	40
1	30	64,95	178,88	23,7* 361,93	-	-	-
2	35	53,36	139,26	318,94	27,65* 492,56	-	-
3	40	45,50	115,47	250,20	510,39	31,60* 643,44	
4	45	39,77	99,23	208,79	402,49	757,93	35,55* 814,50
5	50	35,37	87,28	180,42	337,50	600,37	39,5* 999,01

с * е означена максималната теоретична дълбочина на работа на плужното тяло с указаната му ширина.

Вижда се, че площта на сечението варира от 35,37 cm^2 до 999,01 cm^2, т.е. тя нараства над 28 пъти.



Фиг. 3. *Изменение на площта* $S_{\Delta A2D2M2}$ *при различна дълбочина на работа*

На фиг. 3 се вижда, че до максимална дълбочина на работа ($a_{max} = 0{,}79b$) нарастването на площта на сечението е по кубична зависимост.

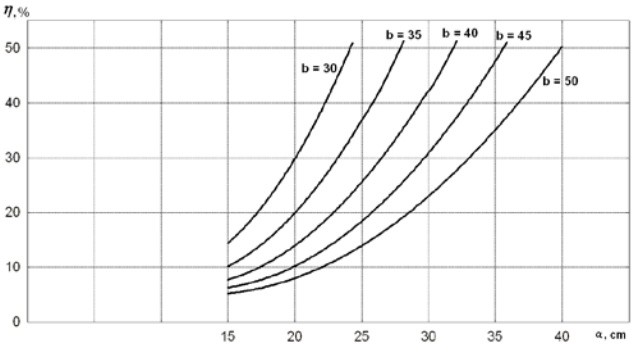
Площта на основния почвен пласт е

$$S_{\square ABSD} = a.b . \quad (11)$$

След заместване на (10) и (11) в (6) се получава

$$\eta = \frac{a^2}{2b\sqrt{b^2 - a^2}} . \quad (12)$$

Ясно е, че коефициентът η е също променлива величина, който за даден плуг зависи от дълбочината на работа. Неговата промяна при реални условия е даден в табл. 2. От нея следва, че максималната стойност на коефициента η за всички стойности на работната ширина b има една и съща стойност η = 50,89% при максимална дълбочина на работа $a_{max} = 0{,}79b$ (фиг. 4).



Фиг. 4. Изменение на коефициента η

След заместване на (12) в (5) се получава

$$\Delta P = \frac{P}{n} . \frac{a^2}{2b\sqrt{b^2 - a^2}} .$$

От табл. 2 се вижда, че максималната стойност на η достига до 50,89%, независимо от ширината на плужното тяло.

Табл. 2. *Изменение на коефициента* η *,%*

№	b, cm	a, cm					
		15	20	25	30	35	40
1	30	14,40	29,80	23,7* 50,89	-	-	-
2	35	10,16	19,90	36,85	27,65* 50,89	-	-
3	40	7,58	14,43	25,02	42,52	31,60* 50,89	
4	45	5,89	11,02	18,56	29,83	48,12	35,55* 50,89
5	50	4,71	8,72	14,43	22,50	34,30	50,89

с * е означена максималната теоретична дълбочина.

Следователно максималното натоварване на допълнителната теглителна сила ΔP е η = 50,89% в сравнение с теглителната сила на дадено плужно тяло.

Разстоянието L (форм. 14) е определено като за база се използва стената на браздата А-А (фиг. 2). Според нея

$$L = L_0 - L_{01} , \quad (14)$$

където L_0 е разстояние от стената на браздата до приложната т.О на силата Р.

Според [3] то е

$$L_0 = \frac{n-1}{2} b ; \quad (15)$$

L_{01} – разстояние от стената на браздата до приложната т.O_1 на силата ΔP .

$$L_{01} = b + l_{01} , \quad (16)$$

където l_1 е разстоянието от края на лемежа на последното плужно тяло до приложната т. O_1

$$l_{01} = \Delta b - y \quad (17)$$

където Δb е удължението на работната ширина на последното плужно тяло. Според [10]

$$\Delta b = \gamma b. \qquad (18)$$

където γ е коефициент отразяващ съотношението на размерите на почвения пласт (той се променя [9] в граници $\gamma = 0 - 0{,}79$).

γ - разстояние от крайната долна част (основата) на допълнителния триъгълен почвен пласт до приложната т. O_1 на силата ΔP . Според [6]

$$y = \frac{1}{3}h, \qquad (19)$$

където h е височината на триъгълника $A_2D_2M_2$.

$$h = a\sin\delta = \frac{a^2}{b}. \qquad (20)$$

След заместване на (18), (19) и (20) в (17) и преработка се получава

$$l_{01} = \frac{3-\gamma}{3}\gamma.b. \qquad (21)$$

След заместване на (20) в (15) се получава израза

$$L_{01} = b + \frac{3-\gamma}{3}\gamma.b. \qquad (22)$$

Заместваики (15) и (22) в (14) и след преработка за L се получава

$$L = \frac{b}{6}(3n - 9 - 6\gamma + 2\gamma^2). \qquad (23)$$

След заместване на (13) и (23) в (4) и преработка за изместването се получава

$$X = \frac{\eta b(3n - 9 - 6\gamma + 2\gamma^2)}{6(n-1)}. \qquad (24)$$

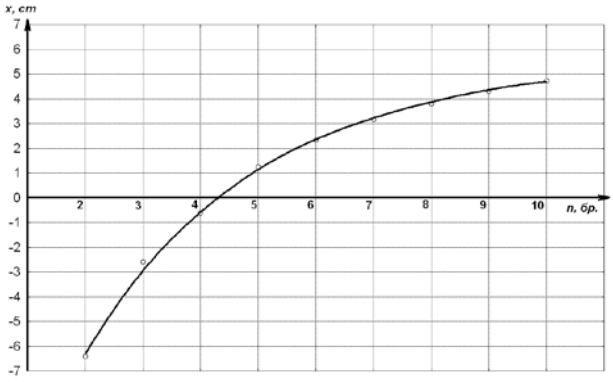
За да се оцени промяната на изместването X при плугове с различен брой плужни тела уравнение (24) е решено при постоянни максимални стойности на γ, η и b и при $n = 2 \div 10$ броя, при което $\gamma = 0{,}79$, $\eta = 0{,}5089$ и $b = 35cm.$

Реалните стойности са дадени в табл. 3. Знакът (-) означава, че окачната точка O_2 (според фиг. 2) е изместена вдясно от т. О. От табл. 3 се вижда, че окачната т.O_2 може да бъде вдясно с x = 6,42 cm или вляво – x = 4,72 cm при n = 2 до 10 броя с обща стойност 11,14 cm.

Табл. 3. *Стойности на изместването X при различен брой плужни тела n*

Брой плужни тела, n, бр.	2	3	4	5	6	7	8	9	10
X,* cm	-6,42	-2,59	-0,61	1,24	2,33	3,15	3,80	4,30	4,72

Резултатите са илюстрирани на фиг. 5. От нея се вижда, че влиянието се изразява с параболична зависимост като с нарастване на броя на плужните тела окачването нараства и се измества вляво спрямо посоката на движение.



Фиг. 5. *Влияние на броя на плужните тела върху изместването на окачната точка при при* $\gamma = 0{,}79$, $\eta = 0{,}5089$ *и* $b = 35cm.$

3. Заключение

Изведени са аналитични зависимости за изместването на окачната точка, площта на допълнителния почвен пласт и съотношението между него и основния почвен пласт на плуг за пълно обръщане на почвения пласт.

Определено е изместването на окачната точка на плугове за пълно обръщане на почвения пласт с брой плужни тела от 2 до 10. То достига до 11,14 cm.

Определена е площта на напречното сечение на допълнителния почвен пласт изместван от удължената част на последното плужно тяло. Тя е от 35,37 до 999,61 cm^2, нараствайки над 28 пъти.

Определено е съотношението между площта на сеченията на допълнителния и на основния почвен пласт, обработвани съответно от удължената и стандартната част на плужно тяло за пълно обръщане на почвения пласт. Максималната му стойност достига до 50,89% независимо от ширината на плужното тяло.

4. Литература

1. Бекана Д., Изследване на комбиниран работен орган за основна обработка на тежки почви, Селскостопанска техника, № 3-4, София, 1993 г., стр. 6

2. Вичев Ж., Д. Косева, Двуслойната оран в памукопроизводството, Селскосто-панска техника, №3, София, 1982 г., стр.42

3. Георгиев И, С. Станев, С. Шишков, Селкостопански машини, Земиздат, С., 1975 г., стр. 141

4. Гячев Л.В., Обоснование угла отклонения стенки борозды от вертикали для многокорпусных плугов, Мех. и Элект. соц. сельск. хоз., № 5, Москва, 1988, стр. 23

5. Кирдин В. Ф., Развитие системой основной обработки, Мех. и Элект. соц. сельск. хоз., № 1, Москва, 1988, стр. 13

6. MANDRADJIEV S., D. Kehayov, Degree of influence of the lid angle over soil sputtering and disintegration by a tiller, “Bulgarian Journal of Agricultural Science”, vol. 13/2, 2007

7. MANDRADJIEV S., D. Kehayov, Examination of a plough with increased working width of the last plough body, “Bulgarian Journal of Agricultural Science”, vol. 14/1, 2008

8. Мандраджиев С., Изследване на основни технологични характеристики на машини за механична обработка, Хабилитационен труд, София, 2007, стр. 97

ЕВОЛЮЦИЯ НА МАШИНОСТРОИТЕЛНАТА И СЕЛСКОСТОПАНСКА ИНДУСТРИЯ

Маг.инж. Красимир Цонев **доц.д-р Васил Стоянов**

Evolution of engineering and agricultural industries. Agriculture lags behind industrial enterprises in effective methods of organizing production. The article provides an analysis of engineering and agricultural industries. Below are some opportunities to use the experience in machine manufacturing.

Резюме:*Земеделието е един от обещаващите сектори в икономиката,на страната ни. В доклад на Световната банка от юни 2010 г., озаглавен „България: Преглед на публичните разходите за селско стопанство и развитие на селските райони", заедно с основните предизвикателства пред българския селскостопански сектор като раздробеност на земята се подчертава и: ниската производителност на труда,ниска конкурентоспособност и остарелите машини и технологии; [1] Застоят в сектора е в резултат и недостатъчната осигуреност на земеделието със съвременна материално-техническа база.. Това се отразява негативно върху производството: удължават се сроковете за изпълнение на основни агротехнически мероприятия; запазват се високите разходи за поддръжане и експлоатация на машините, с което се влошават производствените и икономически резултати в отрасъла.[2]*

Key words: **engineering, agricultural, industries, labor, organization**

Резултати дискусия:

Целта на статията е на базата на анализ на еволюцията в организирането на промишленото производство в машиностроенето да се потърсят пътища за повишаване на ефективността и конкурентността на промишленото селскостопанско производство



Фиг.1 Еволюция на машиностроителното промишлено производство

На фиг.1 са показани основните етапи в еволюцията на машиностроителната индустрия

Причините за индустриалната революция са сложни и остават полемични. Някои историци вярват, че революцията се заражда поради социалните промени, настъпили в края на феодализма във Великобритания след Английската гражданска война от 17 век.Те са свързани със социални недоволства , болести , епидемии, недостиг на храни.Появата и развитието на индустриализирано производство е станало предпоставка за преодоляване на тежките проблеми. [3] В края на феодализма основен начин за производство е било занаятчийското производство .Усъвършенстван вариант е манифактурата.

Началото на индустриализирането е свързано с общественото разделение на труда.. Това е такава организация на проиводството, при която производствения процес се раздробява на специализирани операции, които се извършват от отделни работници. Самото разделение на труда е исторически процес, който започва при първобитно-общинния строй. Най-напред то се проявява като естествено разделение на труда, т.е. разделение по пол и възраст между членовете в семейството. Така първоначално разделението на труда придобива характер на разделение между обособяващите се индивиди в определена професия, в резултат на което значително нараства производителността на труда. [4] Създават се условия за механизиране на части от производствения процес.

Следващ етап в развитието на индустриалното производство е свързан с въвеждане на взаимо заменяеми детайли Те са направени да бъдат еднакви, с което се гарантира, че ще се впишат във всяко устройство от същия тип. Тази взаимозаменяемост позволява лесен монтаж на нови устройства, и по-лесен ремонт на съществуващите устройства, като минимизира време и умения, необходими на лицето за извършване на монтаж или ремонт.В САЩ, 1801 Ели Уитни е видял потенциалната полза от развитието на взаимозаменяеми части за огнестрелни оръжия за войниците в САЩ [5]Системата за производство на взаимозаменяеми части се нарича ***американска система на производство*** , тъй като за първи път е най-добре развита в САЩ , въпреки че са прилагана и от други народи.. Масово производство на взаимозаменяеми части за първи път е постигнато във военната област през 1803 г. от Марк Isambard Brunel. В сътрудничество с Хенри Maudslay и Саймън Goodrich, под ръководството на Бригаден генерал сър Самюел Бентам , главен инспектор на военноморските сили и благоустройството в Портсмут Блок Милс Портсмут КРЗ , Хемпшир , Англия. блокове за ветроходни кораби правени за Кралския военноморски флот , който е участвал в Наполеоновите войни . До 1808 г., годишното производство достига 130000 блокове.

Насърчаването на международната търговия и обединяването на индустриалните производства с други държави са наложили въвеждане на стандарти. През 1901 година във Великобритания на национално равнище е създадена асоциация по стандарти (сега британски институт за стандартзация: BIS). През 1918г е създаден. американски комитет по стандарти. Немската асоциация по стандарти е създадена 1917(DIN),В Русия е основана национална организации по стандарти през 1925 г[6].

Въвеждането на монтажните линии е нов етап в организацията на промишленото производство. Монтажните линии са предназначени за подобряване на организацията на работници, инструменти и машини. Движението на работниците е сведено до минимум.. Всички части или възли, се преместват или от транспортьори или моторни превозни средства, асансьори и друг безръчен превоз. Вдигане на тежки предмети се извършва от машини като мостови кранове или подемници. Всеки работник обикновено изпълнява една проста операция. Първите монтажни линии са разработени и пуснати от Ford Motor Company, между 1908 и 1915 [7]

Реализирането на монтажните линии е повлияло и върху бурното развитие на автоматизирането. През 1947г General Motors създава отдел по автоматизация. В този период автоматичните устройства са електрически, хидравлични и пневматични [8]

Сред множеството от концепции, които днес движат световния прогрес, се откроява една, поради своята история с доказани приноси и неоспорими качества. Нарича се Тотално управление на качеството (TQM- Total Quality Management) и почти половин век се прилага в полза на успеха и развитието, първоначално в Япония, а впоследствие и в целия свят.Тоталното управление на качеството (TQM) е управленски подход, който се заражда през 1950 и става силно популярен, до началото на 1980г. Целта на този подход е повишаване на ефективността и конкурентоспособността на продуктите при всяка дейност поотделно и цялостно посредством критерия качество. Тоталното качеството е описание на културата, отношението и организацията на компания, която се стреми да предоставя на своите клиенти продукти и услуги, които отговарят на техните нужди. Културата изисква качество във всички аспекти на дейността на компанията, За да бъде успешно прилагане на TQM, организацията трябва да се концентрира върху няколко ключови елемента: етика ,почтеност, доверие,работа в екип, общуване,лидерство. [9]

Leen производството включва системата от техники за повишаване на ефективността и е разработена от големите японски компании през 1980г [10] В една такава система работниците са организирани в екипи, като всеки един от членовете му има квалификацията да извърши сам всички задачи, възложени на екипа като цяло. Тези задачи, от своя страна, са по-специализирани в сравнение с работата, която се възлага на един работник при масовото поточно производство. Това относително разнообразие позволява да се избегне съкрушителната монотонност на поточната линия в чистия й вид.

При лийн производството, отделните елементи и материали се доставят на работното място на всеки екип в точното време, когато следва да започне изработването на продукта. Всеки от работниците може да спре производството, ако открие дефект като това се насърчава. Това е най-съществената разлика в сравнение с класическия подход на поточната линия, при която спирането на производството е много скъпо и затова се прави само в краен случай, и то ако не може да бъде избегнато по никакъв друг начин. Проблемът е, че работниците на поточната линия на практика не придобиват никакви допълнителни умения, не научават нищо ново. Това води до голямо количество дефектна продукция. Наетите нямат стимул да търсят причината за възникването на дефектите, нито имат право да вземат участие при отстраняването й, ако я открият.

Лиин е съсредоточена върху *запазването качеството с по-малко работа.*

"Lean" е производствена практика, която счита, че разходването на средства за всяка операция не създаваща стоиност на изделието е разточителство. Такива операции се елиминират[11]

Six Sigma е стратегия за управление на бизнеса , първоначално разработена от Motorola през 1986 г. Six Sigma става известна след 1995 г. и днес се използва широко в много сектори на промишлеността[12]

Six Sigma се стреми да подобри качеството на процеса на изхода чрез идентифициране и отстраняване на причините за дефекти (грешки) и свеждане до минимум на променливостта в производствения и бизнес процеси . Тя използва набор от методи за управление на качеството , включително статистически методи и създава специална инфраструктура на хора в рамките на организацията ("черни колани", "зелени пояси" и др.), които са експерти в тези методи. Терминът *Six Sigma* произхожда от терминологията, свързана с производството, и по-специално условията, свързани с статистическо моделиране на производствените процеси .

Пълно производствено поддържане (Total productive maintenmanceTPM) произхожда от Япония през 1971 г. като метод за подобряване на машините чрез по-добро използване на ресурси за поддържане и производство[13] В повечето производства операторът не се разглежда като член на екипа за поддръжане, При TPM машинния оператор е обучен да изпълнява много от всекидневните задачи на леко поддръжане и откриване на неизправности.В тази обстановка на операторите се дава възможност да следи машината и да се идентифицират потенциалните проблеми и отстраняването им , преди да повлияят на производството.По този начин се намалява времето за престой и разходите за производство. TPM е проактивен подход, който има за цел да идентифицира проблемите възможно най-рано и да състави план за елиминирането им. Мотото на TPM е "нулева грешка, нула трудова злополука, и нулеви загуби".



Фиг.2 *Еволюция на селскостопанското промишлено производство*

Индустриалната революция е свързана с ускоряване на урбанизацията.. Необходимата работна ръка за промишлените производства е осигурявана от селата. Появява се проблем с изхранването. Това е причина за преминаване и на селскостопанското производство на промишлена основа. Неговата еволюция е показана на фиг.2

Преди 18(1700г) век за селскостопанско производство са използвани волове и коне, дървено рало,ръчно засяване,обработване с мотики, прибиране с коси, сърпове и ръчна вършитба[14] Подготовката на почвата с плуг, засаждането на семена, отглеждане, прибиране на реколтата

и вършитба са едни от най-важните стъпки в производството на растителни култури.Семената са засаждани неефективно, като са разпръсвани над не добре подготвено поле

С изобретяване на редосеялката от Jethro Tull през 1701г се поставя началото на механизираното земеделие. Равномерното поставяне на семена в прави редове с редосеялката теглена от коне създава условия за по лесно окопаване и контрол на плевелите[15]

През 1831 г **Cyrus H. McCormick конструира първата жетварка[16]**

1837 John Deere и Leonard Andrus произвеждат стоманени плугове и патентоват вършачна машина[17]След 1890 земеделието става силно механизирано и комерсиализирано

. По-важните промени след 1900г, характеризиращи системата на земеделие са[18]: •

- Организация на територията и избор на съответстващи на производствената специализация на земеделското стопанство съотношение на културните видове и структура на посевната площ; •
- Рационални сеитбообращения, осигуряващи изпълнение на производствената програма; •
- Диференцирана обработка на почвата, съобразена с почвените и теренни условия и биологичните особености на културите и метеорологичните условия; •

В периода 1920-40 селскостопанското производство се развива благодарение на разширяващото се механизиране и електрифициране. Механизацията на селското стопанство е увеличило производителността на труда толкова много, че еди фермер може да изхранва почти 100 души. В началото на XX век един земеделски производител е можел да изхрани само 2,5 души [19]

В Повечето земеделски стопанства в Европа и Япония е нямало поточност в земеделието до средата на 1930-те години. Само 10 на сто от американските ферми са започнали да се замислят за това. След осъществената електрификацията на селските райони през 1935 година в САЩ е създадена първата поточна линия за производство на яйца. С тази поточна линия се предоставят допълнителни икономически стимули, за електрифициране на райони без електропреносна мрежа [20]

След 1990г в земеделието навлизат с нарастващ темп информационните технологии и прецизна техника. Това отваря пътя на роботизираното земеделско производство

От **1994 земеделските производители използват информационни технологии за наблюдение и планиране на операциите,за наторяване, борба с ерозията и др** [21]

Както се вижда, еволюцията на промишлеността в селското стопанство наподобява тази в машиностроенето. И в селското стопанство, макар и със закъснения, се прилагат достиженията на научно-техническия прогрес-механизиране, стандартизиране, автоматизиране, роботизиране.Това следва определена логика, научнотехническите открития да се използват най напред във военната област, след това в машиностроенето и накрая в селското стопанство. Прави впечатление , че последните достижения в организацията на производствените процеси в машиностроителната индустрия, който осигуряват висока ефективност и качество на произвежданите изделия, не са намерили приложение в селско-стопанското производство. Пълното производствено поддържане, пълно управление на качеството, Лиин производство, Six Б не са познати за нашето селско стопанство.Тяхното използване, след определено адаптиране би могло да даде тласък на ефективността и конкурентоспособността на земеделието.Предпоставки за това са и специфичните условия на селскостопанското производство. В селското стопанство е типична взаимозаменяемостта и работата в колектив, изискване при TQM, TPM, Six Б. При малките и средни семейни ферми е на лице, колективна загриженост за качеството и ефективността , отсъствието на йерархия.Като проблем може да се отчете неефективното поддържане на техниката , което води до прекъсване на технологичните процеси и и високи разходи за ремонт.В тази посока може да бъде полезно въвеждането на пълното производствено поддържане или на елементи от него, каквото е автономното поддържане или Operator driven maintenance[22]

Изводи:

Селското стопанство изостава в сравнение с индустриалните предприятия в областта на ефективните методи за организиране на производството. Някой от елементите на технологиите за организиране на производството/ТПМ, Лиин/, могат да се внедрят след определени проучвания, адаптиране каквото е Автономното поддържане.

ЛИТЕРАТУРА

1.Павлин Лазаров „Преглед на стопанската политика” ttp://ime.bg/bg/articles/kolko-pari-sa-nujni-za-da-stane-zemedelieto-efektivno/

2. Проф. д-р Светла БЪЧВАРОВА „Застаряването на работната ръка е основен проблем на земеделието" http://argumenti-bg.com/1091/zastaryavaneto-na-rabotnata-raka-e-osnoven-problem-na-zemedelieto/]

3.‘’Индустриална революция’’ http://bg.wikipedia.org/wiki

4.Разделение на труда. Организационен принцип на производството http://school.ehhaa.com/bg/browse/view/656

5. **“**Interchangeable parts” http://en.wikipedia.org/wiki/Interchangeable_parts

6.‘’Организация по стандартизация’’ http://en.wikipedia.org/wiki/Standards_organization

7. “Въвеждането на монтажните линии” http://en.wikipedia.org/wiki/Assembly_line

8.“Автоматизация “ http://en.wikipedia.org/wiki/Automation

9.http://qmconsult.eu/free_books/tqmtdocument.pdf, http://ejournal.vfu.bg/bg/pdfs/Stoyanka_KasabadjakovaTotalno_upravlenie_na_kachestvoto.pdf,]

10. “Лийн значи умно направено” http://www.manager.bg/news/liyn-znachi-umno-napraveno

11. “Lean manufacturing” http://en.wikipedia.org/wiki/Lean_manufacturing

12. „Six Sigma” http://en.wikipedia.org/wiki/Six_Sigma

13.“Производственнаподдръжка” http://technologyinterface.nmsu.edu/fall97/manufacturing/tpm2.html

14.“Historical Timeline — Farm Machinery & Technology” http://www.agclassroom.org/gan/timeline/farm_tech.htm

15.“Threshing Machines” http://historylink101.com/lessons/farm-city/threshing-winnowing_1.htm

16.„Agricultural Machinery” http://www.machine-history.com/Agricultural%20Machinery

17. „Cyrus H. McCormick”http://www.machine-history.com/Agricultural%20Machinery

18.„Farm Machinery & Technology” http://www.agclassroom.org/gan/timeline/farm_tech.htm

19. „Historical Timeline „http://www.agclassroom.org/gan/timeline/farm_tech.htm

20.„History Standards & Agriculture” http://www.agclassroom.org/gan/timeline/farm_tech.htm

21. „Development of the Industrial „http://www.agclassroom.org/gan/timeline/farm_tech.htm

22. “Земеделие” http://en.wikipedia.org/wiki/Agriculture

: