

Министерство сельского хозяйства Российской Федерации  
ФГОУ ВПО Брянская государственная сельскохозяйственная академия  
Ошский технологический университет Кыргызстана  
Узгенский институт технологий и образования

Э.А. Смаилов  
В.В. Варывдин

К ОЦЕНКЕ НАДЕЖНОСТИ ЗУБЧАТОГО ПРИВОДА  
РАБОЧИХ АППАРАТОВ ХЛОПКОУБОРОЧНЫХ МАШИН

Брянск – 2011

УДК 631.358:633.511 (035.3)

ББК 40.728

С 50

Смаилов Э.А., Варывдин В.В. К оценке надежности зубчатого привода рабочих аппаратов хлопкоуборочных машин. Монография.

Издательство:

Монография предназначена для научно-технических работников, научных сотрудников, специалистов машиностроителей и эксплуатационников, аспирантов и студентов технических вузов

Рецензенты: канд. техн. наук, профессор, декан механико-технологического факультета Брянской ГИТА Заикин А.Н.

*Рекомендовано к изданию методической комиссией инженерно-технологического факультета Брянской государственной сельскохозяйственной академии, протокол № 8 от 8.12.2010 года*

© Узгенский ИТО, 2011

© Смаилов Э.А., 2011

© Брянская ГСХА, 2011

© Варывдин В.В., 2011

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Авторы полагают, что материал наблюдений за отказами привода уборочного аппарата хлопкоуборочных машин, собранный несколько десятилетий назад, представляет интерес для специалистов производства, инженеров-конструкторов и научных работников не только в историческом плане – для сравнения уровня показателей надежности, достигнутого на определенном этапе хозяйствования и развития техники, с уровнем соответствующих показателей надежности хлопкоуборочной техники сегодняшнего дня. Здесь может быть вскрыто влияние сопутствующих процессов: производство запасных частей, организация технического сервиса и т.д.

В настоящее время хозяйства работают в новых экономических условиях, сама техника постоянно совершенствуется, ушла в прошлое система планового материально-технического снабжения. Сравнение показателей эффективности работы машин и уровня надежности привода уборочных аппаратов, зафиксированных в наших работах того далекого времени, с соответствующими показателями надежности современных машин будет полезным для специалистов, занятых на использовании и конструировании уборочных машин, организации технической и производственной эксплуатации хлопкоуборочной техники, научных работников и др.

Кроме того, и морально-этические соображения не позволяют предать забвению имена соратников, часть из которых в своё время стала соавторами наших публикаций [4,.....10], которые безвозмездно посвятили свой труд наблюдению за работой хлопкоуборочных машин, обработке опытных данных, выработке определенных выводов и рекомендаций. Они в течение многих лет сотрудничали с нами. Среди них преподаватели тогдашнего Андижанского института хлопководства Меметов Р.А. – ст. препод., ныне профессор БГСХА, М. Махмудов – ст. преподаватель, В.Е. Тимошинов – аспирант, работники производства В.А. Хрящевский – инженер совхоза «Малик», Б.Т. Каттабаев – инженер «Джизакспецстроя» и др.

## Введение

Исследования надежности техники всегда занимают особое место в процессе разработки и внедрения перспективных конструкций узлов и агрегатов машин, что продиктовано особой значимостью вопроса. Сам факт повышения надежности машины по соевей эффективности сопоставим с увеличением выпуска последних. Работа в указанном плане проводится в виде теоретических поисков, стендовых и эксплуатационных испытаний или комбинированным методом. Самые достоверные сведения о работоспособности машины можно получить в результате эксплуатационных испытаний. Мы не искали возможности проведения подобных испытаний по полной программе, но многолетние наблюдения за большим парком хлопкоуборочных машин, тем не менее, провели, и определенные результаты по количественной оценке основных показателей надежности были получены.

Целью работы было: собрать статистику отказов и наметить мероприятия по увеличению долговечности аппарата, улучшению качества технологического процесса сбора хлопка, поддержанию стабильности регулировок взаимного расположения барабанов, установлению нормы износа зуба зубчатых колес привода.

Надежность привода оказывает существенное влияние на соответствующие параметры надежности всей машины, определяет удобство эксплуатации и величину затрат на ремонт и техническое обслуживание.

Задачи исследования: определить статистические параметры распределения наработки деталей привода, соответствие точности элементов привода техническим условиям на взаимное расположение барабанов.

Недостатком эксплуатационных испытаний является запаздывание результатов. В то время как стендовые испытания можно проводить до запуска машины в серию, в эксплуатационных испытаниях для получения сведений о максимальной наработке или предельных износах требуется проведение испытаний,

по времени сопоставимых с ресурсом машины, хотя заключения о качестве изделия нужны, образно говоря, немедленно...

С помощью теоретических проработок на основе первых сведений, полученных в ходе наблюдений за эксплуатацией машины, отдельные параметры распределения (средняя и максимальная наработка,  $\gamma$  %-ный ресурс и др.) можно прогнозировать по усеченным испытаниям. В работе представлены оригинальные номограммы для определения вероятности безотказной работы. Важное значение при организации наблюдений имеет определение объема выборки для обеспечения требуемого уровня достоверности выводов.

Названные выше вопросы и стали предметом рассмотрения в предлагаемой работе. Будут рассмотрены также вопросы точности зубчатых передач и элементов размерных цепей, оказывающих влияние на уровень надежности привода.

# 1. Параметры долговечности и их прогнозирование по опытным данным

## 1.1. К определению объема выборки при исследовании надежности привода уборочного аппарата хлопкоуборочных машин [5]

Определение объема выборки, позволяющей с высокой вероятностью говорить о показателях надежности всей совокупности изделий, весьма существенно при исследованиях надежности машин.

Таблица 1.1. Сведения об отказах привода по совхозу «Савай»

| № п/п | Хоз. номер маш. | Заводской номер | Марка машины | Год выпуска | Наработка до 1 отказа | Причина выхода               |
|-------|-----------------|-----------------|--------------|-------------|-----------------------|------------------------------|
| 1     | 178             | 01232           | 14 ХВ -2,4   | 1968        | 70                    | Износ и поломка зубьев колес |
| 2     | 182             | 02772           | 14 ХВ -2,4   | 1969        | 20                    |                              |
| 3     | 180             | 027910          | 14 ХВ -2,4   | 1969        | 23                    |                              |
| 4     | 181             | 027824          | 14 ХВ -2,4   | 1969        | 35                    |                              |
| 5     | 191             | 027855          | 14 ХВ -2,4   | 1969        | 45                    |                              |
| 6     | 193             | 028108          | 14 ХВ -2,4   | 1969        | 34                    |                              |
| 7     | 194             | 01359           | 14 ХВ -2,4   | 1969        | 54                    |                              |
| 8     | 37              | 01452           | 14 ХВ -2,4   | 1969        | 25,5                  |                              |
| 9     | 38              | 01491           | 14 ХВ -2,4   | 1969        | 33                    |                              |
| 10    | 39              | 01401           | 14 ХВ -2,4   | 1969        | 50                    |                              |
| 11    | 40              | 027958          | 14 ХВ -2,4   | 1969        | 43                    |                              |
| 12    | 43              | 027758          | 14 ХВ -2,4   | 1969        | 45                    |                              |
| 13    | 44              | 02795           | 14 ХВ -2,4   | 1969        | 44                    |                              |
| 14    | 48              | 027812          | 14 ХВ -2,4   | 1969        | 54                    |                              |
| 15    | 37              | 60087           | 17 ХВ -1,8   | 1970        | 88                    |                              |
| 16    | 44              | 61122           | 17 ХВ -1,8   | 1970        | 120                   |                              |

Для изучения надежности открытых зубчатых передач приводов уборочных аппаратов хлопкоуборочных машин Андижанский институт хлопководства провел сбор информации по отказам деталей привода на шестнадцати машинах 14XB-2.4 и 17XB-1,8, работавших в совхозе «Савай» Андижанской области (таблица 1.1) в 1970 году.

Аналогичные сведения собраны по двенадцати машинам, работавшим в совхозе «50 лет Октября» (таблица 1.2).

Обработка данных по совхозу «Савай» показала, что средняя наработка до первого отказа из-за поломки и износа зубьев колес составляет 43,6 т при среднем квадратическом отклонении 25,2 т. Причем почти все наименования зубчатых колес названы среди отказавших [5, 9].

По совхозу «50 лет Октября» причиной отказов привода в большинстве случаев явилось нарушение шпоночного соединения шестерни 12XB- 34818 валика съёмника.

Параметры распределения величин наработки до первого отказа по второму хозяйству следующие: средняя наработка на отказ 88 т, среднее квадратическое отклонение - 42,3 т. Эти параметры, как и причины отказов, отличаются от результатов, названных по совхозу «Савай».

Вполне закономерно допустить, что средняя наработка от выборки к выборке колеблется. Однако при правомерности выборок разброс средних будет лежать в определенных пределах. Для выяснения этого вопроса строим доверительный интервал для оценки генеральной средней при объеме выборки двенадцать наблюдений. При этом задаемся вероятностью  $P=0,95$ , а в выкладках применяем распределение Стьюдента [20], так как объем выборки мал. В отличие от кривой нормального распределения выбранная кривая более медленно опускается к оси абсцисс. С помощью распределения Стьюдента получаем более широкий интервал (более широкую зону неопределенности) при оценке центра рассеивания. В противном случае можно было бы получить преувеличенную точность оценки.

Таблица 1.2 Сведения об отказах привода по совхозу «50 лет Октября»

| № п/п | Хоз. номер маши-ы | Заводской номер | Марка машины | Год выпуска | Наработка до 1 отказа, Т | Причина выхода        |
|-------|-------------------|-----------------|--------------|-------------|--------------------------|-----------------------|
| 1     | 377               | 03496           | 14 ХВ-2,4    | 1968        | 67                       | Износ шпоночного паза |
| 2     | 366               | 03927           | 17 ХВ-1,8А   | 1969        | 70                       |                       |
| 3     | 378               | 03369           | 14 ХВ-2,4    | 1969        | 105                      |                       |
| 4     | 406               | 6525            | 14 ХВ-2,4    | 1979        | 25                       |                       |
| 5     | 359               | 00477           | 14 ХВ-2,4    | 1968        | 90                       |                       |
| 6     | 376               | 1894            | 14 ХВ-2,4    | 1969        | 90                       |                       |
| 7     | 355               |                 | 17 ХВ-1,8А   | 1968        | 80                       |                       |
| 8     | 373               | 01411           | 14 ХВ-2,4    | 1968        | 146                      |                       |
| 9     | 357               | 00223           | 14 ХВ-2,4    | 1968        | 186                      | Износ зуба            |
| 10    | 369               | 01447           | 14 ХВ-2,4    | 1969        | 90                       | Износ шпоночного паза |
| 11    | 361               | 01408           | 14 ХВ-2,4    | 1968        | 50                       |                       |
| 12    | 354               | 02931           | 17 ХВ-1,8А   |             | 60                       |                       |

Для подсчета доверительного интервала использован нормированный параметр  $t_{q; n-1}$ , где  $q$  -вероятность ненаступления события (5%) и  $(n-1)$  - число степеней свободы (12-1=11).

В этом случае

$$P\left(\bar{x} - t_{q; n-1} \frac{S}{\sqrt{n-1}} < x_0 < \bar{x} + t_{q; n-1} \frac{S}{\sqrt{n-1}}\right) = 0.95 \quad (1)$$

где  $P$ — вероятность наступления события ;

$\bar{x}$  - средняя наработка рассматриваемой выборки, т;

$x_0$  - генеральная средняя (математическое ожидание), т

$S$ —среднеквадратическое отклонение выборки, т.

При  $t_{5;11}=2,203$  получаем отклонение от центра рассеивания

$$t_{5;11} \frac{S}{\sqrt{n-1}} = 28,1 \text{ т}$$

и после подстановки в выражение (1) при  $\bar{x}=88$  т находим доверительный интервал:

$$88-28,1 < x_0 < 88 + 28,1$$

или

$$59,9 < x_0 < 116,1.$$

Однако средняя наработка на отказ по совхозу «Савай» не попадает в этот доверительный интервал, хотя при достаточности выборки из двенадцати или шестнадцати наблюдений средняя наработка с вероятностью 95% попадала бы в интервал от 59,9 до 116,1 т. Отсюда напрашивается вывод о том, что необходимы наблюдения за большим количеством машин в различных хозяйствах в течение нескольких сезонов.

Объем выборки при отсутствии соответствующих сведений по приводу рабочих аппаратов хлопкоуборочных машин может быть подсчитан по коэффициенту вариации [21], являющемуся косвенной характеристикой закона распределения.

По результатам наших наблюдений вычислены следующие значения коэффициентов вариации: для распределения наработки по совхозу «Савай»  $v=0,577$ , по совхозу «50 лет Октября»  $v = 0,481$ .

Согласно названным рекомендациям при точности, равной 0,1, и доверительной вероятности 0,95 объем выборки в нашем случае должен составить 70 - 100 машин.

## 1.2. Статистические характеристики распределения ресурсов привода уборочного аппарата хлопкоуборочных машин [9]

При расчете долговечности деталей и узлов машин, планировании испытаний и анализе их результатов, прогнозировании эксплуатационных сроков службы, организации ремонтов и определении потребности в запасных частях решение многих вопросов упрощается, если имеется информация о распределении ресурсов изделий.

Для ее получения и определения наработки открытых зубчатых передач в рабочем аппарате хлопкоуборочных машин в 1971 г. были собраны необходимые сведения за несколько предшествующих лет по отказам привода 80 машин типа ХВ, работавших в опытном хозяйстве «Малик» Сырданьской области (см. таблицу 1.3) [9].

Таблица 1.3. Сведения о наработке привода рабочих аппаратов по опытному хозяйству «Малик»

| Наработка до отказа зубчатого привода, т | Частота | Наработка до отказа зубчатого привода, т | Частота |
|--|---------|--|---------|
| 64,7                                     | 16      | 212,4                                    | 6       |
| 94,3                                     | 20      | 241,9                                    | 4       |
| 123,8                                    | 11      | 271,4                                    | 3       |
| 153,3                                    | 9       | 301,0                                    | 1       |
| 182,9                                    | 9       | 330,5                                    | 1       |

Наиболее полную характеристику случайной величины дает ее функция распределения, которая указывает значения вероятности данной величины. Выявление закона распределения наработки применительно к определенным условиям эксплуатации позволяет обосновать ряд важных технических решений.

Средний ресурс (средняя наработка до предельного состояния) является одним из основных статистических показателей долговечности элементов машин. Так, для подсчета примерного числа машин, необходимых для выполнения определенной работы, нужно знать только, какую работу «в среднем» способна выполнить каждая из машин.

Средняя наработка для эмпирического распределения составила 137,47 т при среднем квадратическом отклонении 65,4 т.

На рисунке 1.1 приведены экспериментальная (кривая 1) и теоретическая (кривая 2) плотности распределения наработки открытых передач привода уборочного аппарата машин до первого отказа. Проверка по критерию Пирсона обнаружила логарифмически-нормальный закон распределения (см. пп.1.4; 1.6).

Кроме среднего ресурса, важнейшим статистическим показателем долговечности является гамма-процентный ресурс, характеризующий ранние отказы. Он дает представление о долговечности изделий, не достигающих среднего ресурса, и служит основанием для выбора гарантийной наработки изделий и срока гарантий, для расчета потребности в запасных частях в зависимости от наработки.

Достоинство этой величины в том, что она может быть показана при незавершенных испытаниях. В первом приближении гамма-процентный ресурс может быть определен наработкой последнего отказавшего изделия в выбранной доле (100- $\gamma$  %). Поэтому важно установить соотношение между средним и гамма-процентным ресурсами. При незавершенных испытаниях информация об этих соотношениях может оказаться полезной для предварительной оценки среднего ресурса по гамма-процентному.

Выбор величины гаммы зависит от особенностей изделия и ряда технико-экономических соображений. В качестве нормы

долговечности основных агрегатов отечественных тракторов в 70-е годы выступал 80%- ный ресурс. Мы приняли эту величину за исходную для оценки долговечности исследуемого привода.

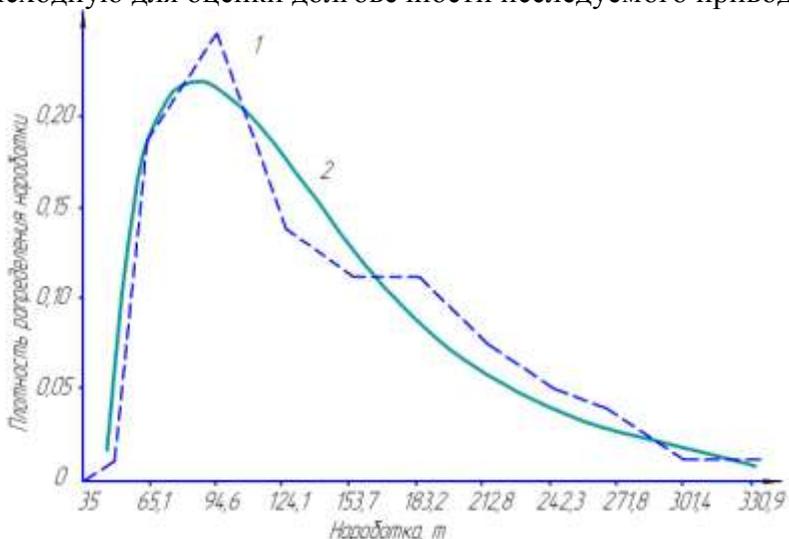


Рис. 1.1. Плотность распределения наработки открытых зубчатых передач привода уборочного аппарата

Медианный (50 %- ный) и гамма- 80%-ный ресурсы, рассчитанные по формуле теории вероятностей, приведены ниже:

| Показатель  | Значение |
|---|----------|
| Средняя арифметическая наработка, $R_{\text{ср}}$ , т | 137,47   |
| Среднеквадратическое отклонение, $\sigma$ , т         | 65,40    |
| Гамма - ресурс $R_{\gamma}$ , т                       |          |
| 50 %- ный   | 118,0    |
| 80 %- ный   | 74,40    |
| Коэффициент вариации $\nu$                            | 0,48     |

80 % - ный ресурс для отдельных зубчатых колес привода, найденный упрощенным методом, равняется следующей

наработке машин: для зубчатых колес 12XB -34618 123 т, 12XB -30623 200,7 т, 12 XB -38611 и 12 XB -30830 289,8 т. Для других типов колес число отказов невелико и пока не позволяет делать какое-либо заключение.

Коэффициент вариации является четкой характеристикой рассеивания показателей долговечности; при стабильных условиях эксплуатации или испытаний он позволяет судить об однородности свойств изделий; он же служит основой для выбора объемов испытаний изделия на долговечность и для суждения о типе распределения.

Представляет интерес диапазон распределения ресурсов, выражаемый отношением между минимальными (50,3 т.) и максимальными (345,7 т.) ресурсами привода в выборке. В нашем случае это отношение означает, что ресурс до первого отказа наиболее долговечного привода в 7 раз превышает ресурс наименее долговечного.

Сдвиг распределения ресурсов (0,40) характеризует величину наработки изделий в долях среднего, при которой можно не опасаться их разрушения. Следовательно, при наработках машин, достигающих 40% от средней, опасность выхода зубчатых колес привода из-за износа зубьев практически отсутствует.

Приведенные данные позволяют определить следующие особенности распределения:

1. Рассеивание ресурсов привода значительно, его характеризует коэффициент вариации 0,48. Максимальный ресурс выше минимального примерно в 7 раз.
2. Средний ресурс деталей привода превышает их 80 % - ный ресурс примерно в 1,85 раз.
3. Средний ресурс больше медианного в 1,17 раза, что объясняется ассиметричным распределением ресурсов и иллюстрирует различия медианных и средних ресурсов при их использовании для оценки долговечности изделия.

### **1.3. К определению параметров долговечности привода уборочного аппарата хлопкоуборочных машин по усеченным испытаниям**

При проведении испытаний машин на надежность наряду с определением необходимого и достаточного объема выборки важно установить продолжительность испытаний, обеспечивающих получение искомых характеристик надежности с заданной точностью и доверительной вероятностью. Определение продолжительности испытаний связано с другой важнейшей задачей теории надежности: прогнозом постепенных отказов.

Испытание на долговечность деталей, а также определение средней наработки агрегата до первого отказа проводится, как правило, до отказа последнего из числа изделий, поставленных на испытание, т.е. является завершенным. Очевидно, сокращение продолжительности испытаний позволит уменьшить затраты средств и времени; кроме того, при проведении эксплуатационных испытаний часть машин, предварительно поставленных на испытания, может быть по организационным причинам снята с испытания до наступления отказа. Отсюда возникает задача определения характеристик надежности по результатам незавершенных (усеченных) испытаний. При аппроксимации экспериментального распределения Вейбулла характеристики надежности вычисляются согласно известной методике.

В нашем случае (таблица 1.3) получено логарифмически нормальное распределение наработки привода аппарата 80 хлопкоуборочных машин типа ХВ, работавших в условиях нормальной эксплуатации.

Вычисление характеристик надежности при этом производится по специально разработанной методике [10].

Для вычисления характеристик надежности открытых зубчатых передач привода рабочего аппарата хлопкоуборочных машин использован экспериментальный ряд распределений, полученный в результате наших наблюдений. Причем длительность испытаний до наступления отказа привода в последней машине составила по наработке – 345,4 т. Полученный при этом

ряд распределения был усечен при пяти вариантах усечения, т.е. ряд распределения обрывался при наработке, составляющей 0,87; 0,785; 0,7; 0,615; 0,53 от наработки при завершённых испытаниях.

Для каждого варианта усечения было получено количество отказавших за период испытаний изделий, моменты их отказов – наработка изделий до усечения (по серединам интервалов), а также количество изделий, оставшихся исправными к моменту прекращения испытаний (таблица 1.4) [10]. Там же приведены вычисленные по данным завершённых и усечённых испытаний средняя наработка открытых зубчатых передач привода до первого отказа, коэффициент вариации.

Таблица 1.4. Результаты наблюдений по усечённым испытаниям

| № п/п  | Усечённые испытания |       |       |       |       | Завершённые испытания |
|--|---------------------|-------|-------|-------|-------|-----------------------|
|  | Вариант I           | II    | III   | IV    | V     |                       |
| Количество отказавших изделий                            |                     |       |       |       |       |                       |
| 1  | 65                  | 71    | 75    | 78    | 79    | 80                    |
| Наработка изделий до усечения, т                         |                     |       |       |       |       |                       |
| 2  | 183,2               | 212,8 | 242,3 | 272,8 | 301,4 | 330,9                 |
| Доля наработки   |                     |       |       |       |       |                       |
| 3  | 0,53                | 0,615 | 0,7   | 0,785 | 0,87  | 1                     |
| Доля отказавших изделий, $\varepsilon$                   |                     |       |       |       |       |                       |
| 4  | 0,81                | 0,89  | 0,94  | 0,976 | 0,998 | 1                     |
| Средняя наработка при усечении, т                        |                     |       |       |       |       |                       |
| 5  | 112                 | 120,5 | 127,2 | 135   | 135   | 137,5                 |
| Ошибка средней в сравнении с завершёнными испытаниями, % |                     |       |       |       |       |                       |
| 6  | 18,5                | 13    | 7,5   | 2,5   | 1,8   | -                     |
| Коэффициент вариации, $\nu$                              |                     |       |       |       |       |                       |
| 7  | 0,36                | 0,394 | 0,42  | 0,446 | 0,458 | 0,476                 |

Как видно из таблицы, при расчете средней и коэффициента вариации по усеченным испытаниям они существенно отличаются от соответствующего параметра, найденного для всей совокупности.

Ошибка средней достигает 18,5 %. Ещё более значительные отклонения имеет коэффициент вариации. Следовательно, чтобы иметь достоверное представление о генеральной совокупности, результаты усечённых испытаний необходимо скорректировать.

Зависимость между долей  $\varepsilon$  отказавших изделий и средней наработкой при незавершенных испытаниях линейная, что обнаружено при анализе экспериментальных данных. В связи с этим величина поправочного коэффициента  $K$  при оценке генеральной средней должна быть найдена по графику (рисунок 1.2) [10] или определена по уравнению:

$$K=2,15-1,5 \varepsilon$$

Аналогичным способом надо поступить при оценке коэффициента вариации  $\nu$  генеральной совокупности. Зависимость между отношением коэффициентов вариации при усеченных и завершенных испытаниях  $\vartheta = \nu_{\text{усеч}} / \nu$  и долей отказавших изделий  $\varepsilon$  имеет вид параболы [10] (рисунок 1.3).

В этом случае коэффициент вариации генеральной совокупности  $\nu = \nu_{\text{усеч}} / \vartheta$ . Поправочный коэффициент  $\vartheta$  определяется по графику (рисунок 1.3) или по выражению:

$$\vartheta = 1,105 - \sqrt{1,22 - [1,22 - 0,58 \cdot (1,02 - \varepsilon)]},$$

являющемуся одним из корней квадратного уравнения, описывающего названную кривую.

После определения средней наработки и коэффициента вариации генеральной совокупности становится возможным вычисление остальных характеристик логарифмически - нормального распределения.

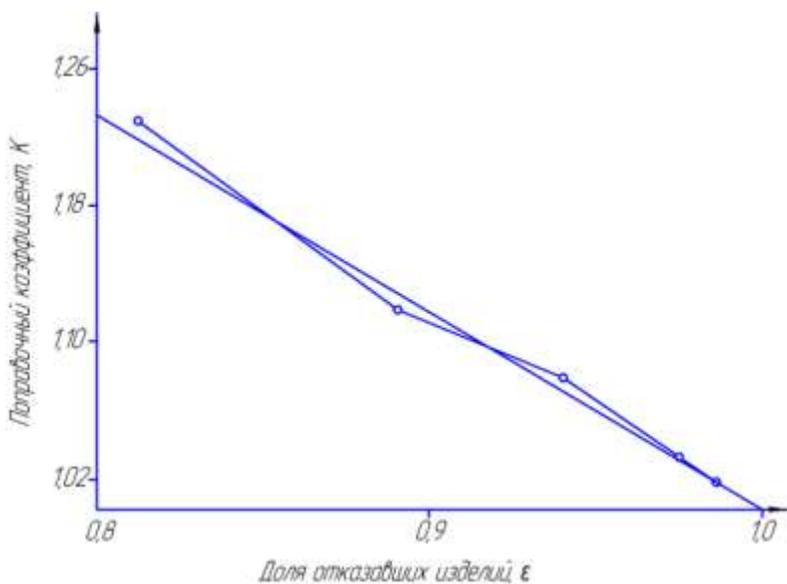


Рисунок 1.2 Поправочный коэффициент генеральной средней

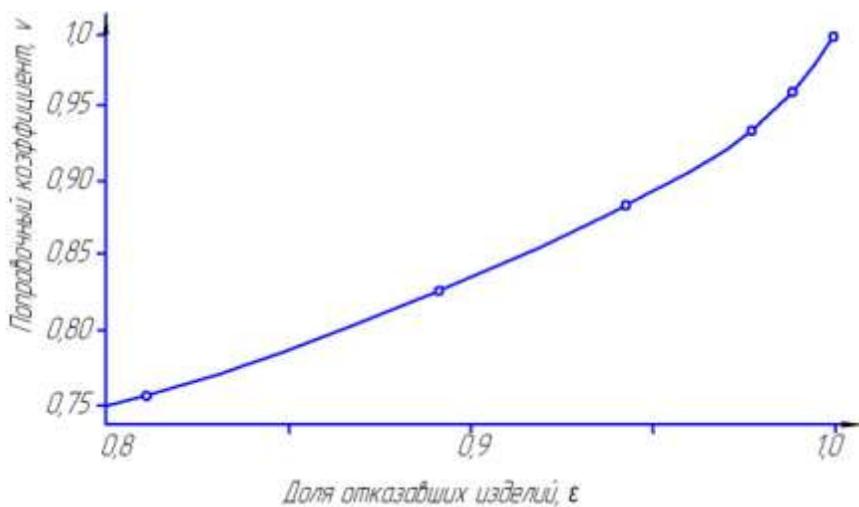


Рисунок 1.3. К определению коэффициента вариации генеральной совокупности по усеченным испытаниям

#### 1.4. Основные параметры надежности открытого зубчатого привода аппарата хлопкоуборочных машин [4]

Распределение наработки зубчатого привода уборочного аппарата хлопкоуборочных машин ХВ до первого отказа подчиняется логарифмически - нормальному закону распределения со средней наработкой 137,47 т при среднеквадратическом отклонении 65,4 т. Были определены гамма 80%- ные ресурсы привода (на основании формул теории вероятностей) и отдельных зубчатых колес (упрощенным методом по наработке последнего изделия в доле гамма- 100%).

На следующем этапе мы исследовали долговечность наиболее уязвимых звеньев привода и их поведение при последующих отказах [4]. Предварительный анализ опытных данных позволил выявить зубчатые колеса привода с наименьшей долговечностью: 12ХВ-34.618, 12ХВ-30.623 и 12ХВ-38.611.

Вид кривых позволил предположить, что распределение наработки для всех трех зубчатых колес также подчиняется логарифмически-нормальному закону. Проверка достоверности по критерию Пирсона показала хорошее согласование эмпирического и теоретического распределений. Для зубчатых колес (табл. 1.5) критерий равняется соответственно 0,012; 0,053; 2,014, что при выбранном уровне значимости 0,05 для наших условий, свидетельствует о правильности высказанной гипотезы.

К числу основных показателей долговечности, кроме средней наработки, относится гамма-процентный ресурс, дающий представление о долговечности изделий, не достигающих среднего ресурса. Мы приняли 80% - ный ресурс как норму определения гарантийной наработки и срока гарантии, а также 50% - ный для получения более полной информации о характере распределения наработки.

Представляет интерес отношение гамма-процентного ресурса ( $R_{50}$  и  $R_{80}$ ) к средней наработке  $R_{cp}$ . (таблица 1.6).

Таблица 1.5. Количество замененных зубчатых колес за семь лет эксплуатации

| Деталь           | 1967г | 1968г | 1969г | 1970г | 1971г | 1972г | 1973г | Всего |
|------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 12XB -<br>34.618 | 8     | 16    | 79    | 184   | 31    | 128   | 58    | 504   |
| 12XB -<br>30.623 | -     | 20    | 15    | 42    | 25    | 49    | 72    | 223   |
| 12XB -<br>38.611 | -     | -     | 7     | 42    | 30    | 27    | 42    | 148   |

Таблица 1.6. Параметры долговечности

| Деталь           | Средняя<br>наработка | Средне-<br>квадра-<br>тичное | Кoeffи-<br>циент ва-<br>риации | Гамма -<br>ресурс |      | R50/<br>Rcp | R80/<br>Rcp |
|------------------|----------------------|------------------------------|--------------------------------|-------------------|------|-------------|-------------|
|                  |                      |                              |                                | 50 %              | 80 % |             |             |
| 12XB -<br>34.618 | 179,<br>4            | 119,7                        | 0,667                          | 174,7             | 123  | 0,968       | 0,685       |
| 12XB -<br>30.623 | 291,<br>3            | 152,7                        | 0,520                          | 162,1             | 85,1 | 0,556       | 0,292       |
| 12XB -<br>38.611 | 262,<br>7            | 129,4                        | 0,492                          | 154,0             | 87,9 | 0,586       | 0,334       |

Его уменьшение свидетельствует о повышении рассеивания ресурсов, о снижении гамма-процентного ресурса, и, следовательно, об увеличении количества случаев ранних отказов.

Для различных агрегатов автомобилей ГАЗ - 51, ЗИЛ - 150, ЗИЛ - 155, МАЗ - 205 и «Победа» эти параметры составляют для двигателей  $R_{50}/R_{cp}=0,50-0,70$ , коробок передач -  $0,50-0,60$ , задних мостов  $0,6-0,65$  [15]. Параметр надежности уборочных аппаратов свидетельствует о достаточно высокой надежности зубчатых колес привода

Большой интерес представляет величина параметра потока отказов. В литературе мало сведений о характере его изменений в процессе эксплуатации, в частности хлопкоуборочных машин.

Изменения параметра потока отказов для зубчатого колеса 34.618 показаны на рисунке 1.4.

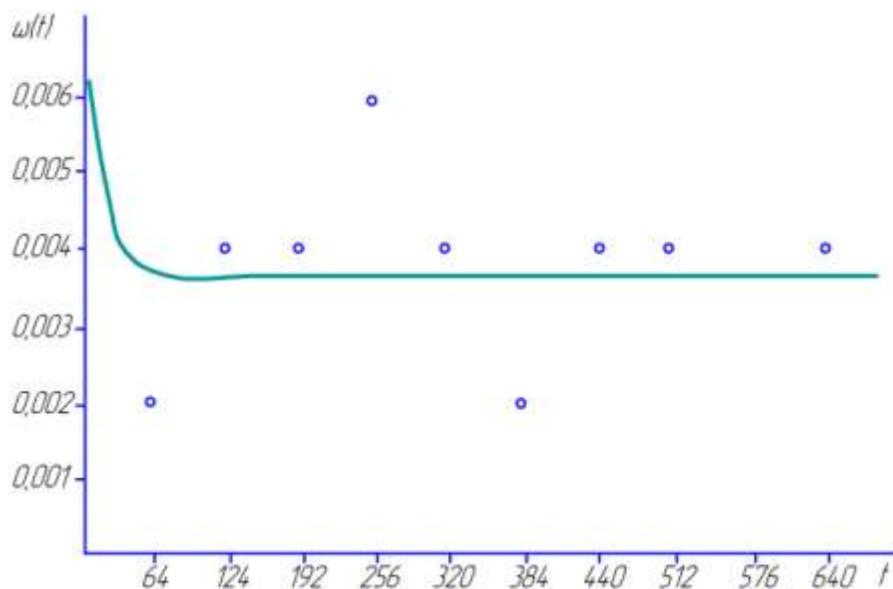


Рисунок 1.4. График параметра потока отказов для зубчатого колеса 12ХВ-34.618

Для систем с возобновляемыми элементами он вычислен по формуле:

$$\omega(t) = \frac{\sum_{i=1}^N m_i(t + \Delta t) - \sum_{i=1}^N m_i(t)}{N\Delta t},$$

где  $m_i \cdot (t)$  - количество отказов каждого из изделий по наработке;  
 $N$  - количество наблюдаемых объектов;  
 $\Delta t$  - достаточно малый промежуток.

Аналогично график получен для зубчатого колеса 12ХВ-30.623 и 12ХВ-38.611. Кривая явно отличается от классической, показывающей увеличение параметра в конце срока службы. Практически семь-восемь лет службы являются предельными для хлопкоуборочной машины. Большая часть из находившихся под наблюдением машин была к тому времени списана, но параметр потока отказов никак не среагировал на это.

Полученный характер кривой может свидетельствовать о более высокой долговечности привода по сравнению с машиной, а также о слабом влиянии состояния машины и отдельных узлов уборочного аппарата на работоспособность привода.

### **1.5. Меры по обеспечению долговечности открытых зубчатых передач сельскохозяйственных машин**

Из литературных источников и многолетних личных наблюдений за работой открытых зубчатых передач [8], и, в частности по нашей работе [2] известно, что среди основных причин высокого темпа изнашивания открытых зубчатых передач следует назвать неполноту контакта зуба, непараллельность осей сопряженных зубчатых колес, вызванную невысокой точностью изготовления, неточностью сборки, деформациями валов и опор под рабочими нагрузками и т.д. Нами сформулированы основные требования к проектированию названного вида передачи [8]: назначать малую ширину колес; передачу выполнять с повышенным боковым зазором; степень точности изготовления зубчатых колес при зубофрезировании должна соответствовать 9-10-й; необходимо максимально увеличить жесткость валов, в частности за счет уменьшения длины плеч, особенно при кон-

сольном расположении колеса и т.д. Мы проводили и иные мероприятия на рабочем аппарате хлопкоуборочных машин, в частности, по устранению непараллельности осей зубчатых колес, расположенных на валах барабанов [6].

Согласно техническим требованиям, валы левых и правых шпindelных барабанов хлопкоуборочных машин должны быть параллельны. Отклонение от параллельности по их высоте допускается не более 2 мм. На практике же очень часто величина отклонений значительно превышает допустимые значения. Это отрицательно сказывается на полноте сбора хлопка с кустов, увеличивает опадение сырца на землю.

Для выявления фактического взаимного расположения барабанов у машин, находившихся в эксплуатации, мы провели соответствующие замеры без принудительного развода барабанов. Ширину рабочей щели измеряли в нижней ( $X_H$ ) и верхней ( $X_B$ ) частях барабанов (рис. 1.5) с последующим вычислением разности этих показаний. Делали это штангенциркулем с удлиненными губками.

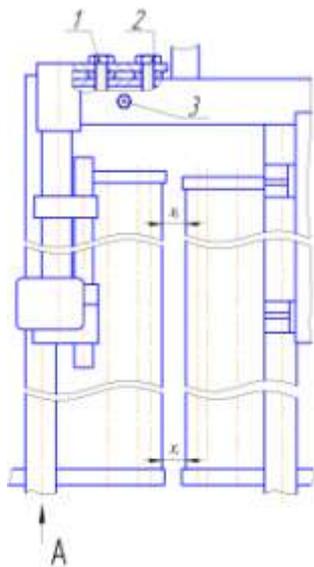


Рисунок 1.5. Схема для измерения непараллельности осей шпindelных барабанов хлопкоуборочных машин

Для исследования были взяты 20 хлопкоуборочных машин 14XB-2,4' в совхозе «50 лет Октября» Избасканского района Андижанской области.

Результаты измерений (рис. 1.6) показали, что непараллельность осей шпиндельных барабанов колеблется от -10 мм до +13 мм.

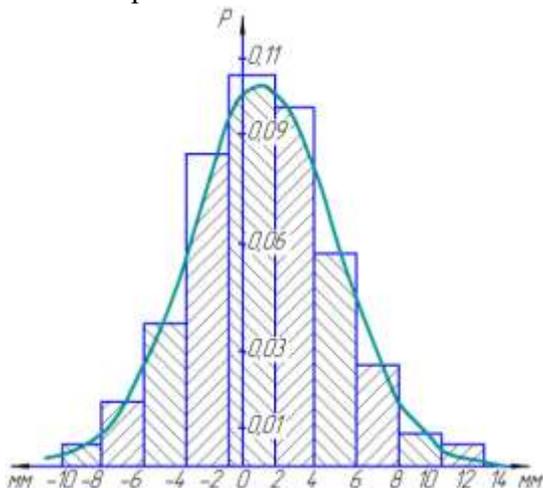


Рисунок 1.6. Гистограмма и кривая нормального распределения величин непараллельности осей барабанов

Приведенные нами данные свидетельствуют о том, что механики-водители хлопкоуборочных машин в период сбора урожая и ремонтники при подготовке техники к уборочному сезону не обращают должного внимания требованию на параллельность шпиндельных барабанов. Почти в 50% случаев размеры рабочей щели не отвечают агротехническим требованиям. Все это снижает эффективность работы машины, увеличивает потери урожая.

Анализируя результаты измерений и сопоставляя величины непараллельности валов, мы пришли к выводу, что этот дефект не зависит от срока службы хлопкоуборочной машины. В новых, еще не работавших агрегатах мы обнаружили, что в них непараллельность осей шпиндельных барабанов составляет от -8 до +10 мм. Для устранения названного выше дефекта во время

подготовки уборочной техники к работе и в ходе сбора урожая необходимо выполнить следующие операции (рис. 1.5):

- 1) вывернуть болт 3 из отверстия;
- 2) поддомкратить (по стрелке А, рис. 1.5) регулируемую секцию аппарата;
- 3) если зазор в нижней части барабанов больше, чем в верхней, надо отвернуть болты 1 и 2 и поставить прокладки на горизонтальную плоскость бруса рамы под правый болт 2; если же он больше вверху, то прокладку надо ставить под левый болт 1; затем следует закрепить левый и правый болты, вставить на место и затянуть болт 3.

Толщина прокладки и непараллельность барабанов связаны между собой определенной зависимостью. Для удобства соответствующие значения требуемой толщины прокладки и непараллельности валов приводятся ниже в таблице 1.7.

Таблица 1.7. Толщина прокладки при устранении непараллельности барабанов

|                             |      |      |      |      |      |      |      |
|-----------------------------|------|------|------|------|------|------|------|
| Непараллельность валов (мм) | 1,0  | 3,0  | 5,0  | 8,0  | 10,0 | 13,0 | 15,0 |
| Толщина прокладки (мм)      | 0,13 | 0,39 | 0,65 | 1,04 | 1,3  | 1,69 | 1,95 |

При пользовании таблицей необходимо сначала определить непараллельность барабанов, затем выбрать соответствующую толщину прокладки.

В результате деформации отдельных деталей (плеча стойки, горизонтального бруса, прокладок, болтов и т.д.) в процессе регулировки параллельность может быть снова нарушена, поэтому после установки прокладок зазоры необходимо проверить.

Правильная регулировка рабочих аппаратов улучшает качество и полноту съема хлопка, увеличивает срок службы важнейших деталей хлопкоуборочных машин.

## **1.6. Использование графических и аналитических методов при исследованиях надежности**

Предварительная оценка характеристик эмпирического распределения (таблица 1.3) по известным формулам теории вероятностей и математической статистики дала следующие величины: средняя арифметическая распределения 137,47, среднее квадратическое отклонение  $S=65.4$  т, коэффициент вариации  $\nu=0,48$ . Графическая интерпретация на вероятностных сетках (рисунок 1.7) показала близость нашего эмпирического распределения логарифмически нормальному с параметрами  $\sigma=0,238$  - средним квадратическим отклонением логарифмов наблюдаемых величин - и  $U_0=110$  т – медианой распределения и распределению Вейбулла с параметрами  $b=1,92$  - постоянная в показателе степени - и  $a \approx 0,238$  – наработка, отвечающая вероятности безотказной работы  $\rho(a)=0,368$ .

Медианная наработка (110 т), полученная графически для логарифмически нормального закона распределения недостаточного близко соответствует расчетному значению, определяемому с помощью таблиц по величине математического ожидания, и равному 118 т. Такое несоответствие величин, найденных графически и аналитически объясняется как погрешностью графического построения, так и некоторым несоответствием теоретического и эмпирического распределения. Величина наработки  $a \approx 1,35$  т для распределения Вейбулла достаточно близко совпадает со средней наработкой. Однако только на основании рисунка 1.7 трудно сделать окончательный вывод о соответствии эмпирического распределения тому или иному теоретическому. Окончательный вывод может быть сделан после определения критерия Пирсона.

Критерий Пирсона вычисляется по следующему выражению:

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^k \frac{(m_i - n \cdot \rho_i)^2}{n \cdot \rho_i},$$

где:  $n$  - общее число испытаний;

$\rho_i$  - теоретическая вероятность попадания величины в  $i$ - нный интервал;

$m_i$  - частота (число наблюдений в  $i$ - том интервале).

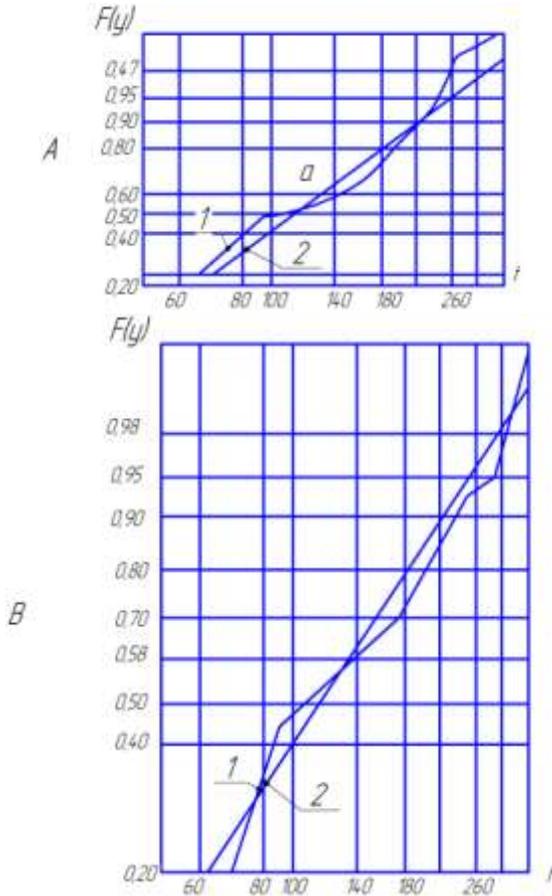


Рисунок 1.7. Эмпирические (1) и теоретические (2) функции распределения ресурса привода аппарата хлопкоуборочных машин на вероятностных сетках:  $A$  – распределение Вейбулла;  $B$  – логарифмически нормальное распределение

Для логарифмически нормального распределения:

$$n \cdot P_i = n\Delta Y f(Y) = n\Delta Y \cdot \frac{M}{\sigma_2 \cdot Y_i} \cdot \varphi_0\left(\frac{\lg Y_i - \lg Y_0}{\sigma_2}\right); \quad (2)$$

где:  $\Delta Y$  - объем интервала, т;

$M$  - коэффициент перехода от натуральных к десятичным логарифмам;

$Y_i$  - наработка, соответствующая  $i$ -тому интервалу, т;

$\varphi_0(x)$  - функция плотности нормированного и центрированного распределения;

$Y_0$  - медианная наработка, т.

Для распределения Вейбулла:

$$n \cdot P_i = n\Delta Y f(Y) = n\Delta Y \cdot \frac{b}{a} \cdot \left(\frac{Y}{a}\right)^{b-1} \cdot e^{-\left(\frac{Y}{a}\right)^b} \quad (3)$$

Левая и правая часть указанных уравнений умножены на  $n$  - общее число наблюдений – для того, чтобы вместо частоты (теоретической вероятности) получить частоту для каждого интервала.

Объем интервала  $\Delta Y$  - в правой части появляется при интегрировании  $f(Y)$  в пределах отрезка, длина которого  $\Delta Y$  или на основании теоремы о среднем

$$\int f(Y)dY = f(\alpha)\Delta Y,$$

где:  $\alpha$  - условное среднее (в нашем случае  $\alpha = Y_i$  середина интервала).

Мы произвели расчет величины  $\chi^2$  для нормального закона распределения, логарифмически нормального при  $Y_0=110$  и 118 и распределения Вейбулла. Соответственно, получены следующие значения  $\chi^2$ : 22,67; 5,23; 3,26; 6,79. Таким образом, наилучшее согласие эмпирического распределения показывает логарифмически нормальным при  $Y_0=118$  и  $\sigma_2=0,238$ .

Функцию распределения можно получить сразу по опытным данным, откладывая наблюдаемые случаи в каждом интер-

вале нарастающим итогом и соединяя точки плавной кривой. Однако полученный график трудно представить в аналитическом виде. Функция распределения вообще имеет тот недостаток, что по ней трудно судить о характере распределения случайной величины в небольшой окрестности той или другой точки числовой оси [13]. Более наглядное представление о характере распределения непрерывной случайной величины в окрестностях различных точек дается функцией, которая называется плотностью распределения вероятностей  $f(Y)$  или дифференциальным законом распределения случайной величины. Получить  $f(Y)$  по функции распределения, не имея аналитического выражения, можно с помощью графического дифференцирования. Это тем более необходимо, что целый ряд кривых  $f(Y)$  даже при известном законе распределения нельзя построить без специальных таблиц, которые не всегда могут оказаться под руками.

Методы графического дифференцирования и графического интегрирования в других отраслях известны [16], поэтому подробно их не рассматриваем. Пусть нам дан график  $F(Y)$  (рисунок 1.8), даны масштабы функции распределения  $\mu_F = \text{мм}^{-1}$  и наработки  $\mu_Y$  т/мм (или час/мм). Здесь и в дальнейшем употребляются вычислительные масштабы, представляющие собой множители, на которые необходимо умножить длину отрезка, чтобы получить абсолютную величину, изображаемую этим отрезком. В дальнейшем важно будет установить соотношение между масштабами функций  $F(Y)$  и  $f(Y)$ , что позволит произвести градуировку осей при взаимном переходе, скажем, от графика функции распределения к плотности вероятностей. Масштаб наработки не изменяется, а масштаб  $f(Y)$  необходимо определить.

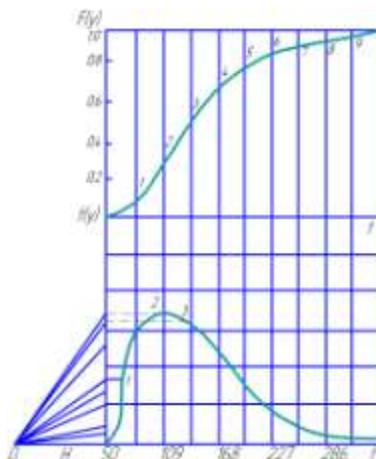


Рисунок 1.8. Графическое дифференцирование функции распределения

Для определения масштаба  $\mu_f$  плотности вероятности выразим соотношение  $f(Y) = \frac{dF}{dY}$  через отрезки и получим:

$$f(Y)\mu_f = \frac{dF\mu_F}{dY\mu_Y}, \quad (4)$$

но  $\frac{dF}{dY}$  есть тангенс угла наклона секущей, то есть

$$\frac{dF}{dY} = \frac{f(Y)}{H}, \quad (5)$$

где:  $f(Y)$  – ордината функции на графике  $f(Y)$ .

Подставив (5) в (4), получим  $f(Y)\mu_f = \frac{f(Y)\mu_F}{dY\mu_Y}$ ,

откуда  $\mu_f = \frac{\mu_F}{H}$

В зависимости от необходимости отложить на оси ординат величину частостей или частот в выражение для определе-

ния масштаба  $\mu_f$  войдет величина  $\Delta Y$  или  $n\Delta Y$ , что ясно из пояснений к формулам (2) и (3).

$$\text{Таким образом } \mu_f = \frac{\Delta Y \cdot \mu_F}{H\mu_y} \text{ мм}^{-1}$$

$$\text{или } \mu_f = \frac{n \cdot \Delta Y \cdot \mu_F}{H\mu_y} \frac{\text{наблюдений}}{\text{мм}}.$$

Как показано, разумное сочетание графических и аналитических методов позволяет экономно во времени и с достаточной точностью производить необходимые вычисления.

### 1.7. Номограммы для определения вероятности безотказной работы зубчатого привода рабочих аппаратов хлопкоуборочных машин

Как отмечено выше, распределение наработки привода рабочих аппаратов хлопкоуборочных машин подчиняется логарифмически - нормальному закону:  $Y_0=118$  т;  $\sigma_1=0,55$ ;  $\sigma_2=0,238$

Функция распределения для этого случая имеет вид [22]

$$F(Y) = F_0\left(\frac{\lg Y - \lg Y_0}{\sigma_2}\right),$$

где:  $F_0(x)$  - функция нормированного и центрированного распределения.

Вероятность безотказной работы на протяжении наработки  $Y$  находится по уравнению:

$$P(Y) = 1 - F_0\left(\frac{\lg Y - \lg Y_0}{\sigma_2}\right)$$

или эквивалентной зависимости для определения наработки  $Y_p$ , отвечающей вероятности  $P$  безотказной работы [22]

$$Y_p = Y_0 \exp\left(-\frac{\sigma_2 U_p}{M}\right).$$

Для обеспечения наглядности, ускорения и упрощения расчетов по определению вероятностей безотказной работы часто применяют номограммы. Всякая номограмма представляет собой расчетный инструмент, пользуясь которым можно без вычислений быстро определить результаты расчетов по заданной формуле при любых значениях переменной.

В технической литературе есть сведения [12] об определении вероятности безотказной работы графическим способом для случаев, когда функция распределения наработки подчиняется нормальному закону или закону Вейбулла.

Предлагаемые номограммы позволят проанализировать взаимозависимость параметров логарифмически нормального распределения, определить  $\gamma$  % - ный ресурс при любых  $U_0$  и  $\sigma_2$  или  $U_{cp}$  и  $\sigma_2$ , которые могут меняться при изменении условий эксплуатации, интенсивности использования машин. Здесь мы не о принципе построения номограммы рассказываем, а показываем, как пользоваться номограммами, построенными авторами настоящей работы.

Принципы построения номограмм известны [1], и последние все чаще применяются при решении технических задач.

На рисунке 1.9 показана номограмма для определения вероятности безотказной работы для экспериментального распределения. Линии на графике соответствуют определенной вероятности, обозначенной непосредственно на каждой прямой. Для конкретного распределения с фиксированным значением  $\sigma_1$  номограмма позволяет определить наработку при любой вероятности  $P$ . Однако всякий раз с изменением  $\sigma_1$  (даже при неизменной величине  $U_0$ ) на номограмме будет получено новое значение наработки  $U_p$ , отвечающей данной вероятности безотказной работы. На рисунке 1.9 при вероятности  $P=80\%$  показана зона, соответствующая значениям  $\sigma_1=0,1 \div 1,0$ . При переходе от крайних значений вероятности  $P=0$  или  $80\%$  к медианной ( $50\%$ -ной) ширина такой зоны сужается до нуля: значению  $P=50\%$  при любом  $\sigma_1$  соответствует одна прямая. Для нашего экспери-

ментального распределения при  $\sigma_1=0,55$  искомая прямая для определения вероятности  $P=80\%$  пройдет примерно в середине между нанесенными линиями, обозначенными 70 и 80.

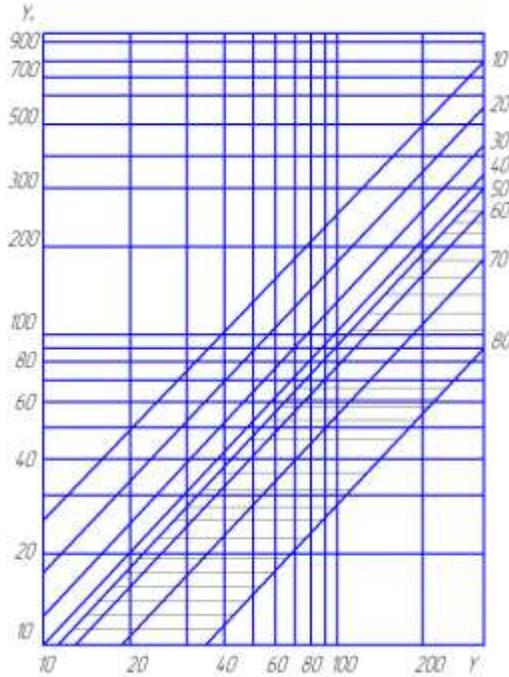


Рисунок 1.9. Номограмма вероятности безотказной работы

Сказанное иллюстрирует степень влияния параметров распределения на величину наработки, отвечающей определенной вероятности; при изменении  $\sigma_1$  значения  $Y_p$  изменяются в широком диапазоне.

Для любого эмпирического распределения, соответствующего логарифмически нормальному закону при любых  $Y_0$  и  $\sigma_1$  более удобной является номограмма рисунка 1.10. Причем расчетом удобнее определить не модальную, а среднюю наработку для любого распределения. Поэтому на левой половине номограммы дана шкала  $Y_m$  - математического ожидания. Согласно закону больших чисел, средняя арифметическая эмпири-

ческого распределения приравнивается математическому ожиданию. С помощью номограммы при любом  $\sigma_1$  можно от величины  $U_m$  перейти к  $U_0$ , а затем определить наработку машин при любой желаемой вероятности.

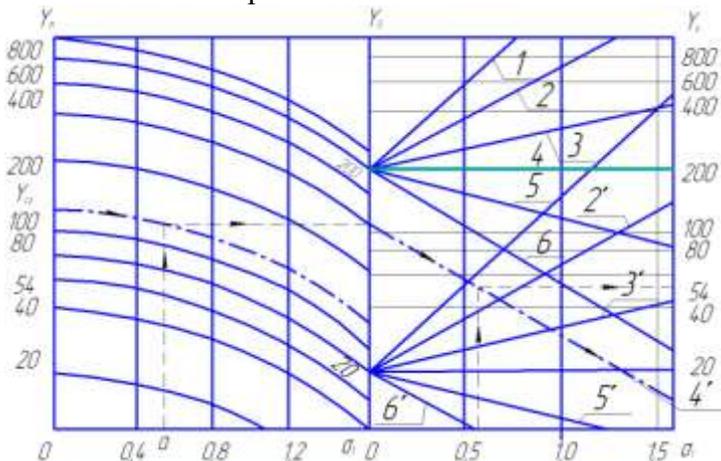


Рисунок 1.10. Номограмма вероятности безотказной работы

Рассмотрим пример. На левой части шкалы  $\sigma_1$  отыскиваем точку  $a$ , соответствующую найденному значению  $\sigma_1=0,55$ . Против пересечения ординаты точки  $\sigma_1$  с кривой номограммы, проведенной из точки  $\bar{U}=137,5$ , получаем медианную наработку  $U_0=118$  т.

На правой половине номограммы из точек шкалы ( $U_0$ ) модальных значений распределений  $U_0=20$  и  $200$  т проведены пучки прямых (1, 2, 3, ....6 и соответственно 1', 2', 3', ....6'), являющихся геометрическим местом наработки при названных значениях  $U_0$  при конкретном значении  $\sigma_1$  и задаваемой величине вероятности безотказной работы. К примеру, линии 4(4') соответствуют положению точек при медианной наработке  $P=50\%$ , прямые 6(6') – 80%-ному ресурсу. Прямые, принадле-

жащие номограмме для разных значений  $V_0$ , но отвечающие определенной вероятности  $P$ , параллельны друг другу. В этом случае при рассмотрении нашего примера, полагая, что нам необходимо отыскать 80% -ный ресурс (наработку 80 % -ной вероятности), из точки  $V_0=118$  т проводим прямую параллельную прямым номограммы с  $P=80\%$ . Затем от правой части горизонтальной шкалы из точки  $\sigma_1=0,55$  до встречи с полученной прямой ведем ординату, а их пересечение проектируем на шкалу  $V_p$  и получаем наработку  $V=54$  т искомой вероятности  $V_{80}$ .

Номограмма позволяет быстро отыскать любой гамма - процентный ресурс неограниченного числа выборок в широком диапазоне параметров эмпирического распределения.

## **2. Отдельные функции, выполняемые зубчатым приводом рабочего аппарата хлопкоуборочных машин, и влияние точности элементов конструкции на долговечность привода**

### **2.1. Оценка влияния величин допусков элементов размерной цепи на шахматное расположение шпинделей**

Наблюдения за работой новых хлопкоуборочных машин обнаруживают, что при установке шпинделей в шахматном порядке с соблюдением принятой последовательности регулировки ширины рабочей щели имеет место соударение бобышек верхних дисков смежных барабанов. Одна из основных причин возникновения соударения – недостаточно обоснованный выбор точности изготовления деталей, размеры которых служат составляющими звеньями размерной цепи, а замыкающим звеном является отклонение от исходного шахматного положения [7, 11].

Задача нашей работы сводится к определению соответствия точности изготовления деталей и величины износа их в процессе эксплуатации техническим условиям на замыкающее звено.

В работе рассмотрен зубчатый механизм привода аппарата машин 17XB - 1,8Б и 14XB - 2,4 с ведущей шестерней ( $Z=30$ ) между передним и задним барабанами. Размеры и их допуски

для деталей принимали по рабочим чертежам машины. Погрешности изготовления деталей и их смещения, вызываемые зазорами в сопряжениях, суммируются на замыкающем звене.

Величина замыкающего звена определяется расчетом размерной цепи, составляющими звеньями которой являются размеры деталей кинематической цепи между валами передней пары барабанов, от оси колеса  $Z_1$  до оси  $Z_4$ . В расчете погрешности замыкающего звена участвуют погрешности ширины шпоночного паза и расположения осей симметрии пазов на валах и в ступицах верхних дисков барабанов и колес ( $Z_1$  и  $Z_4$ ); зазоры в сопряжениях этих колес с валами; смещение деталей поводкового механизма относительно соответствующих валов; отклонения межосевых расстояний зубчатых передач, их эксцентриситет и боковой зазор в зацеплении согласно ГОСТ 1643 -56 для зубчатых колес степени точности 10X (здесь назван ГОСТ, действовавший на момент проведения наблюдений).

Принято, что зазоры в сопряжении вал - отверстие выбираются в направлении результирующей силы, действующей на каждое звено. Смещение деталей привода, в конечном счете, отражается на изменении межосевого расстояния данной передачи. Положительные или отрицательные приращения межосевого расстояния через тангенс угла зацепления пересчитывались на величину бокового зазора. В итоге был получен суммарный зазор, соответствующий дуге, в пределах которой колесо  $Z_4$  отстает от колеса  $Z_1$  при вращении последнего.

Расчет размерной цепи производился теоретико-вероятностным методом, основанном на законе квадратического сложения погрешностей. Этот метод учитывает рассеивание размеров деталей, а получаемая в результате расчетов величина замыкающего звена является наиболее вероятной [14]. Причем во всех случаях условно принято, что рассеивание размеров деталей подчиняется нормальному закону (коэффициент асимметрии равен 1, коэффициент относительного рассеивания - 0).

В результате поверочного расчета размерной цепи установлено, что в новой, не бывшей в эксплуатации, машине может иметь место отклонение от исходного шахматного расположе-

ния шпинделей в пределах от 4,11 мм до 6,31 мм при среднем значении 5,21 мм (по дуге делительной окружности колеса).

Эти данные служат основой технических норм на отклонение шпинделя от шахматного расположения и заложены в технические условия на изготовление машин.

Более точные расчеты показывают, что величины погрешности замыкающего звена могут стать соизмеримы с величиной окружного шага зацепления, равного 9,42 мм. Они не могут быть выявлены при шахматном расположении шпинделей в нерабочем состоянии машин, так как зазоры в сопряжениях выбираются лишь при включении аппарата в работу.

При проведении исследования можно заранее делать посыл о том, что в период сборки новой машины можно предвидеть нарушение шахматности шпинделей благодаря выбору зазоров в зацеплении, что наступит при включении машины в работу. Следовательно, при регулировке шахматности шпинделей барабан на валу колеса  $Z_4$  должен быть установлен с упреждением. Поскольку погрешность замыкающего звена достигает в среднем  $\frac{1}{2}$  шага зубчатого зацепления, то и барабану необходимо иметь такую величину предварительного смещения в сторону вращения. Практически это достигается перестановкой зубчатого колеса  $Z_4$  на второй шпоночный паз (специально выполняемый со смещением на  $\frac{1}{2}$  углового шага колеса) с тем, чтобы зуб колеса сместился от его исходного положения на  $\frac{1}{2}$  шага против вращения барабана в работающей машине. Такой прием позволит увеличить срок службы аппарата до следующей регулировки.

В период эксплуатации машины вследствие износа деталей отклонение шпинделей от исходных значений увеличивается. По данным Г.А. Мишутина и З.Х. Сайфи [17] в 47% случаев шпиндельные барабаны имеют разбитые верхние диски и в процессе ремонта требуют замены.

По данным тех же авторов, у колес  $Z_1$  и  $Z_4$  после двух-трех сезонов уборочных работ из-за износа шпоночного соединения взаимное перемещение барабанов составляет в среднем 8,2 мм. В связи с этим было высказано предложение перейти к

неподвижным соединениям зубчатых колес с валами шпиндельных барабанов.

По результатам наших исследований, проведенных в опытном хозяйстве «Малик» Сырдарьинской области, средние величины износа зубьев за сезон работы, измеренные по постоянной хорде, для колес  $Z_1$  и  $Z_4$  составили 0,33 мм, а для колес  $Z_2$  и  $Z_3$  – 0,57 при максимальных значениях соответственно 0,78 и 0,98 мм.

Анализ влияния составляющих звеньев размерной цепи на величину замыкающего звена обнаружил, что решающее значение имеют погрешности изготовления следующих элементов (по степени их значимости): шпоночных соединений, зубчатого зацепления и деталей шарнира поводкового механизма. Отсюда следует вывод о необходимости увеличения точности шпоночного соединения зубчатых колес и верхних дисков барабанов. Для изделий серийного производства точность размера ширины паза втулки шпоночного соединения рекомендуется принимать как основное отверстие 3 класса точности (ГОСТ 7227-58), но не 4, как это принято в рабочих чертежах машины. Это положение остается в силе и в том случае, если для обеспечения жесткости соединения (вал-колесо) будет осуществлен переход к коническому соединению.

Кроме того, предлагается установка барабана в процессе сборки машин с упреждением на  $\frac{1}{2}$  шага зацепления, что позволит увеличить межремонтный ресурс и уменьшить вероятность соударения бобышек верхних дисков.

Для более тщательного исследования рассматриваемого вопроса необходимо предварительно изучить износы и законы распределения их величин для зубьев колес и иных деталей привода аппарата. После этого данный метод может быть использован при разработке рекомендаций для установления выбраковочных размеров колес.

## **2.2. Влияние износа зубчатых передач уборочного аппарата хлопкоуборочных машин на шахматность шпинделей**

С нарушением шахматного расположения шпинделей уменьшается количество хлопка, собранного в бункер, увеличивается количество сбитых курачных коробочек. Этот дефект приводит также к выходу из строя верхних дисков шпиндельных барабанов [18]. В связи с этим вопрос о шахматном расположении шпинделей привлек внимание большого числа исследователей. В их работах названы и исследованы следующие конструкционные и эксплуатационные факторы, влекущие нарушение шахматного расположения шпинделей: поводковый механизм и размеры его звеньев (при изменении ширины рабочей щели), длина участков кинематической цепи между ведущим звеном и смежными барабанами, боковые зазоры в зубчатом зацеплении, погрешности элементов размерной цепи, износ зубьев зубчатых передач, шпоночных соединений и других деталей привода и т.д.

Однако в период эксплуатации решающее значение приобретают износы деталей привода. Только из-за увеличения боковых зазоров при изнашивании зубчатых передач смещение шпинделей может оказаться более, чем в 5 раз, выше того, что показывают расчеты без учета износа звеньев.

Такие выводы и побудили нас специально изучить вопрос о влиянии износа зубьев зубчатых колес привода на шахматное расположение шпинделей.

Наши исследования нарушения взаимного положения шпиндельных барабанов хлопкоуборочной машины позволили выйти на весьма доступный метод восстановления требуемого положения, исключая разборочные операции.

Увеличивающиеся зазоры в зубчатом зацеплении, как и иные нарушения звеньев размерной цепи, суммировались на замыкающем звене. Нами было предложено ввести компенсирующее звено размерной цепи в виде регулировочного винта. Подобная заявка на изобретение была подана в установленном порядке.

В институте патентной экспертизы пришли к заключению, что введение компенсирующего звена сообщило совершенно новые качества всему приводу. Таким образом, при выдаче А.с. сочли возможным зарегистрировать его как «Привод шпиндельного барабана хлопкоуборочной машины» [11].

Цель изобретения – снижение трудоемкости при восстановлении взаимного положения барабанов, нарушаемого в результате износа зубчатой передачи. Восстановление достигается без разборочных операций, что упрощает регулировку аппарата, делает ее возможной в полевых условиях, снижает трудозатраты. Кроме того, поддержание шахматного расположения шпинделей повышает полноту сбора хлопковых долек с кустов, снижает сбивание курачных (незрелых) коробочек, сохраняет целостность бобышек дисков барабанов, предотвращая их соударение и разрушение.

Сказанное выше говорит о необходимости постоянного контроля взаимного положения барабанов и проведения необходимых регулировок в период работы машины.

Кроме того, увеличивается значение высказанного ранее предложения по установке барабана в процессе подготовки машины к работе с упреждением на  $\frac{1}{2}$  шага зацепления.

Измерениями установлено, что в результате погрешностей монтажа, деформаций базисных деталей привода в процессе эксплуатации и т.д. условия зацепления существенно отличаются от идеальных, что ведет к возникновению радиальных нагрузок или уменьшению коэффициента перекрытия, к высокой концентрации нагрузки по длине зуба.

Исследования влияния точности деталей привода на шахматное расположение шпинделей позволили сделать вывод о необходимости повышения точности шпоночного соединения зубчатых колес и верхних дисков барабанов с 4 до 3 класса точности по ГОСТ 7227-58. Кроме того, установлено преобладающее влияние износа зубьев зубчатых колес на шахматное расположение шпинделей. Рекомендована установка барабана с упреждением на  $\frac{1}{2}$  шага зацепления при регулировках шахматности.

### **2.3. Выбор рациональной схемы открытых зубчатых передач и оптимальных параметров привода**

Рассмотрены особенности работы открытых зубчатых передач в условиях абразивного воздействия среды, пониженной точности изготовления и сборки и т.д. [3, 19]. Учет этих особенностей, в частности, изменение геометрии зацепления [19], позволяет обеспечить требуемую долговечность проектируемого привода.

Большое число машин работает в условиях жесткого нагружения деталей, когда интенсивные нагрузки сочетаются с неблагоприятными факторами, принесенными конструкцией машины, невысокой точностью изготовления и монтажа деталей, применяемыми материалами и т.д. Сопряжения деталей, особенно открытых передач, оказываются незащищенными от воздействия абразивной среды.

Во многих случаях полная защита передач от пыли удорожает конструкцию машины, делает ее громоздкой. В связи с этим, часто машины самого различного назначения имеют открытые зубчатые передачи, основной особенностью которых является отсутствие жесткого корпуса, работа в запыленной среде при попадании на рабочие поверхности зубьев абразивных частиц. Вследствие этого передачи подвержены интенсивному абразивному изнашиванию.

В связи с повышенной интенсивностью изнашивания открытых зубчатых передач необходимо предусмотреть меры, снижающие темп изнашивания и обеспечивающие повышение долговечности передач.

Конструктивное оформление привода, состоящего из открытых зубчатых колес, имеет ряд отличительных особенностей. Во-первых, его кинематическая схема в значительной мере определяется общей компоновкой узла. Здесь нет никакой аналогии с компактной схемой редуктора. Часто привод состоит из нескольких ступеней открытых передач и не имеет жесткого корпуса или рамы, отклонения от параллельности осей зубчатых колес достигают значительных величин, что является следстви-

ем деформации рамных конструкций и валов под действием рабочих нагрузок. Нередко общая схема привода, обусловленная требованиями технологического процесса, для выполнения которого предназначена машина, осложняется шарнирной конструкцией рамы, многозвенностью передачи. По нашим наблюдениям [6] непараллельность валов достигла 0,1 радиана. Вращающий момент с ведущего звена передается на рабочие валы, совершающие относительные перемещения во время работы. В этом случае возникают перекосы осей валов из-за прослабления шарниров в сочленениях рамы, а также дополнительные нагрузки, вызванные наличием переносных скоростей отдельных звеньев. Зубчатые колеса могут иметь два и более полюсов зацепления. Все эти особенности должны учитываться при расчете зубчатых передач.

Перекосы валов нарушают равномерность распределения нагрузки по длине зуба, создают резкую ее концентрацию близ одного из торцов, вызывающую скалывание и поломки зубьев.

Неравномерность распределения нагрузки исключает возможность применения колес большой ширины.

Зацепление выполняется с повышенным боковым зазором для компенсации погрешностей профиля и возможных перекосов валов. Точность монтажа невысокая. По нашим наблюдениям колебания величины межосевого расстояния, например, превышают  $\pm 0,3 t$  (где  $t$  - модуль зацепления).

В сельскохозяйственных машинах часто применяются литые чугунные колеса без последующей механической обработки. Рабочие поверхности зубьев профилируются дугой окружности с постоянным радиусом кривизны, равным радиусу кривизны профиля в полюсе зацепления. Степень точности зубчатых колес в этом случае соответствует 12-ой.

Передаточное число открытой зубчатой передачи в одной ступени может достигать 7 и более. В этом случае - для ограничения роста габаритов передачи - число зубьев быстроходного колеса  $Z_1 = 17$  (без коррекции зацепления, при корригировании, обеспечивающем отсутствие подрезания профилей, число зубьев  $Z_1$  можно уменьшить).

Величина межосевого расстояния обычно округляется до ближайшего значения из ряда нормальных линейных размеров (ГОСТ 6636-69), в то время как основные геометрические параметры зубчатых редукторов регламентируются иным стандартом.

При конструировании привода, состоящего из открытых зубчатых передач, необходимо принять все меры для увеличения жесткости валов, в частности путем уменьшения длины плеч.

Материал для изготовления колес - чугун (СЧ18), прочные стали обыкновенного качества (Ст5, Ст6), литейные стали (20Л, 25Л), конструкционные качественные стали (20, 30 и т.д.) и, наконец, легированные стали (40Х, 50Х, 18ХГТ, 30ХГТ и др.). Применение легированных сталей обусловлено требованиями повышения износостойкости, но не прочности.

Существует мнение, что консистентную смазку для открытых зубчатых передач применять не следует, так как она аккумулирует абразивные частицы. В ответственных случаях рекомендуется использовать графитную смазку (или другие аналогичные виды смазок).

На основании сказанного выше в процессе проектирования открытой зубчатой передачи необходимо выполнить ряд требований, обеспечивающих достаточную прочность и долговечность конструкции. Основные требования следующие: назначать малую ширину колес, коэффициент ширины  $\psi_{га} = 0,1...0,25$ ; передачу выполнять с повышенным боковым зазором; степень точности изготовления зубчатых колес при зубофрезеровании должна соответствовать 9-10-й; дополнительной обработки профилей не требуется; необходимо максимально увеличить жесткость валов, в частности за счет уменьшения длины плеч, особенно при консольном расположении одного или обоих колёс; оси промежуточных зубчатых колес должны быть надежно закреплены; при проектировании машин высокой стоимости с целью обеспечения их долговечности для изготовления зубчатых колес рекомендуется применять легированные стали; консистентную смазку для открытых передач не назначать; при необходимости применять графитную смазку.

## ВЫВОДЫ

1. Проведена оценка надежности зубчатого привода рабочего аппарата хлопкоуборочных машин в историческом плане. Вместе с публикациями подобной тематики других авторов это может сослужить роль отправного пункта для конструкторов сегодняшнего дня
2. Предварительные наблюдения за работой машин и обработка результатов позволили установить объем выборки при исследованиях надежности привода аппарата хлопкоуборочных машин (70 – 100 машин)
3. По опытным данным найдены основные параметры долговечности привода аппарата хлопкоуборочных машин, установлен закон распределения наработки и соотношения между средним, медианным и 80% - ным ресурсом привода.
4. Характер кривой параметра потока отказов для наших зубчатых колес может свидетельствовать о более высокой долговечности привода рабочих аппаратов по сравнению с машиной, а так же о слабом влиянии состояния машины и отдельных узлов уборочного аппарата на работоспособность привода.
5. Показана возможность прогнозирования основных параметров долговечности и распределения наработки по усеченным испытаниям машин при разной величине усечения.
6. Даны рекомендации по использованию графических методов при исследованиях параметров распределения, получены зависимости позволяющие осуществить переход от известной к искомой величине распределения.
7. Разработаны номограммы для определения вероятности безотказной работы при логарифмически нормальном законе распределения.
8. Выявлено значительное число случаев соударения бобышек барабанов, что является результатом необоснованного выбора точности изготовления деталей, размеры которых составляют размерные цепи.
9. Вероятность соударения возрастает из-за износа зубьев зубчатого привода и шпоночных соединений вала барабана с зубчатым колесом и диском барабана.

10. Рекомендовано в период подготовки машины к работе зубчатое колесо устанавливать на валу барабана с упреждением. Для этого при регулировке шахматности шпинделей устанавливать барабан, находящийся в конце кинематической цепочки с упреждением на  $\frac{1}{2}$  шага зацепления в сторону вращения. Для этого в нерабочем состоянии уборочного аппарата восстанавливают шахматность шпинделей и тут же переставляют зубчатое колесо на валу барабана на второй шпоночный паз. При включении аппарата в работу рассматриваемое зубчатое колесо не сразу начинает вращение, а после выбора зазоров в сопряжениях деталей во всей кинематической цепи. Тут и произойдет некоторое отставание выставленного таким образом барабана.

11. В период эксплуатации машин решающее значение в нарушении стабильности положения барабана приобретает износ деталей привода.

12. Выдана рекомендация увеличить точность изделий в месте посадки колеса на валу барабана с 4-го на 3-й класс точности.

13. Было предложено ввести компенсирующее звено в размерную цепь с целью снижения трудоемкости работ по восстановлению шахматности шпинделей. Предложение оформлено в виде заявки на изобретение, и в 1974 году получено авторское свидетельство под названием «Привод шпиндельного барабана хлопкоуборочной машины».

14. Сформулированы основные принципы конструирования открытых зубчатых передач, обеспечивающие снижение темпа изнашивания и увеличения долговечности привода.

## Список литературы

1. Блох Л.С. Практическая номография / Л.С. Блох. М.: Высшая школа. 1971.
2. Варывдин В.В. Исследование износа и изменений качественных показателей открытых зубчатых передач хлопкоуборочной машины ХТ-1,2: диссертация канд. техн. наук / В.В. Варывдин.- М.: МИИСП, 1968.
3. Варывдин В.В. К вопросу старения и физической сущности надежности открытых зубчатых передач / В.В. Варывдин.- Брянск, 2010.
4. Варывдин В.В. Основные параметры надежности и долговечности открытого зубчатого привода аппарата хлопкоуборочных машин/В.В. Варывдин, Б.Т. Каттабаев, В.А. Хрящевский // Механизация хлопководства.- 1980.- № 1.-С.18-19.
5. Варывдин В.В. К определению объема выборки при следовании надежности привода уборочного аппарата хлопкоуборочных машин/В.В. Варывдин, М.М. Махмудов, В.Е. Тимошинов // Механизация хлопководства.- 1971.- № 9-10. С. 61-62.
6. Варывдин В.В. Нарушение параллельности осей шпиндельных барабанов и способ устранения дефекта / В.В. Варывдин, М.М. Махмудов // Хлопководство.-1974.- № 7. С.22-23.
7. Варывдин В.В. Анализ влияния погрешностей размерных цепей привода барабанов на точность шахматного расположения шпинделей / В.В. Варывдин, Р.А. Меметов, Г.В. Кузнецов // Механизация хлопководства.- 1974.- № 1.- С.7-8.
8. Варывдин В.В. Рекомендации по выбору рациональной схемы открытых зубчатых передач и определению оптимальных параметров привода / В.В. Варывдин, Р.А. Меметов // Конструирование, использование и надежность машин с.-х. назначения: сб. научн. работ инж. фак. БГСХА. 2005. - С.222-227.
9. Варывдин В.В. Статистические характеристики распределения ресурсов привода уборочного аппарата хлопкоуборочных машин / В.В. Варывдин, В.Е. Тимошинов, В.А. Хрящевский // Механизация хлопководства.- 1973.- № 11. – С.21-22.
10. Варывдин В.В. Определение параметров долговечности привода уборочного аппарата хлопкоуборочных машин по усечен-

- ным испытаниям / В. В. Варывдин, В.Е. Тимошинов, В.А. Хрящевский // Механизация хлопководства.-1975.- № 10. – С.22-24
11. Варывдин В.В. Привод шпиндельного барабана хлопкоуборочной машины. А.с. № 587903 от 27.01.1974 / В.В. Варывдин, Э.А. Смаилов, Г.В. Кузнецов.- М., 1974.
12. Васильев Ю.А. Номограммы для определения вероятности безотказной работы изделий / Ю.А. Васильев // Вестник машиностроения.- 1968.- № 9.
13. Гурский Е.И. Теория вероятностей с элементами математической статистики. М.: Высшая школа. 1971.
14. Дунаев П.Ф. Размерные цепи / П.Ф. Дунаев.- М.: Машгиз, 1963.
15. Кугель Р.В. Об основных показателях долговечности элементов машин / Р.В. Кугель, Ю.Н. Благовещенский // Вестник машиностроения. 1968. -№ 9.
16. Машков А.А. Теория механизмов и машин / А.А. Машков.- Минск: Высшая школа. 1974.
17. Мишутин Г.А. Пути повышения долговечности привода шпиндельных барабанов хлопкоуборочных машин / Г.А. Мишутин, Э.Х. Сайфи // Механизация хлопководства. -1971. № 2.
18. Мишутин Г.А. К вопросу о необходимости обеспечения шахматного расположения шпиндельных уборочных аппаратов хлопкоуборочных машин / Г.А. Мишутин, Г.Я. Яшев, Э.Х. Сайфи // Механизация хлопководства. -1973.- № 2.
19. Смаилов Э.А. Изменение геометрических параметров и их влияние на прочность зуба при изнашивании передач / Э.А. Смаилов, В.В. Варывдин // Известия вузов. -2004. № 7. Бишкек.
20. Смирнов Н.В. краткий курс математической статистики для технических приложений / Н.В. Смирнов, И.В. Дунин-Барковский. –М.: Физматгиз. 1959.
21. Шейнин А.М. К определению объема выборки и продолжительности испытаний при исследовании надежности / А.М. Шейнин, Я.М. Беркович, В.К. Толкачев, Е.А. Кирсанов // Вестник машиностроения. -1970.- № 11.
22. Шор Я.Б. Таблицы для анализа и контроля надежности / Я.Б. Шор, Ф.И. Кузьмин. – М.: Советское радио, -1968.

## Содержание

|   | Стр. |
|---|------|
| Предисловие   | 3    |
| Введение  | 4    |
| Глава 1. Параметры долговечности и их прогнозирование по опытными данным  | 6    |
| 1.1. К определению объёма выборки при исследовании надежности привода уборочного аппарата хлопкоуборочных машин       | 6    |
| 1.2. Статические характеристики распределения ресурсов привода уборочного аппарата хлопкоуборочных машин              | 10   |
| 1.3. К определению параметров долговечности привода уборочного аппарата хлопкоуборочных машин по усеченным испытаниям | 14   |
| 1.4. Основные параметры надежности открытого зубчатого привода аппарата хлопкоуборочных машин                         | 18   |
| 1.5. Меры по обеспечению долговечности открытых зубчатых передач сельскохозяйственных машин                           | 21   |
| 1.6. Использование графических и аналитических методов при исследованиях надежности                                   | 25   |
| 1.7. Номограммы для определения вероятности безотказной работы зубчатого привода аппаратов хлопкоуборочных машин      | 30   |
| Глава 2. Отдельные функции, выполняемые зубчатым приводом рабочего аппарата хлопкоуборочных машин                     | 34   |
| 2.1. Оценка влияния величин допусков элементов размерной цепи на шахматное расположение шпинделей                     | 34   |
| 2.2. Влияние износа зубчатых передач уборочного аппарата хлопкоуборочных машин на шахматность шпинделей               | 38   |
| 2.3. Выбор рациональной схемы открытых зубчатых передач и оптимальных параметров привода                              | 40   |

|                              |    |
|------------------------------|----|
| Выводы                       | 43 |
| Список литературы            | 45 |
| Смаилов Эльтар Абламетович   |    |
| Варывдин Владимир Васильевич |    |

К оценке надежности зубчатого привода рабочих аппаратов  
хлопкоуборочных машин

Научное издание

Компьютерный набор и верстка Корчковой Е.Е.  
Компьютерная графика Чемисова Н.Н.

Подписано к печати 08.02.2011 г. Формат 60x84 1/12  
Объём 3 п.л.

Тираж 100

Бумага офсетная  
Зак.28

---