

**Тема статьи: Оценка дисбаланса сборочной единицы «шків – коленчатый вал – маховик» двигателя внутреннего сгорания****Аннотация:**

**Введение.** В статье рассмотрены современные методы динамической балансировки деталей двигателей внутреннего сгорания (ДВС) с акцентом на их применение при капитальном ремонте. Описана методика оценки дисбаланса сборочной единицы «шків – коленчатый вал – маховик» и способ балансировки.

В современной практике динамической балансировки жестких роторов в двух плоскостях наиболее часто применяются метод коэффициентов влияния. У этого метода есть ограничения в применимости, так как система уравнений, с помощью которых производится расчет дисбаланса, при некоторых сочетаниях исходных данных не имеет решений. Такая ситуация может возникнуть, если в сигнале вибрации присутствует шум.

Из литературы по динамической балансировке также известны методы обхода и последовательных приближений. В данных методах оценка дисбаланса производится по значению любого из трех параметров: виброперемещение, виброскорость, виброускорение. Из технической диагностики известен метод спектрального анализа для оценки состояния машин и механизмов. Однако детального описания методики оценки дисбаланса роторов совмещающей методы обхода, последовательных приближений и спектрального анализа в настоящее время в литературе не найдено. Целью данного исследования является разработка такой методики, на примере сборочной единицы «шків – коленчатый вал – маховик»

**Материалы и методы.** Работа выполнялась на прототипе балансировочного стенда. Виброускорение на опорах стенда измерялось с помощью акселерометров ADXL335. Для измерения частоты вращения балансируемого ротора на стенде применялся инфракрасный датчик МН-В. Расчеты проводились на персональном компьютере (ПК) в программе NI SignalExpress. Для аналого-цифрового преобразования была применена отладочная плата на базе процессора ATmega328. Оценка дисбаланса сборочной единицы «шків – коленчатый вал – маховик» проводилась с использованием методов обхода и последовательных приближений. Для определения углового положения вектора дисбаланса использовался метод спектрального анализа. Балансировочные грузы формировались из пластилина. Масса балансировочных грузов определялась на лабораторных весах. Радиус установки грузов измерялся с помощью рулетки и штангенциркуля. Угловое положение груза измерялось электронным уклономером.

**Результаты исследования.** Предложена методика для оценки дисбаланса ротора в двух плоскостях. Проведена оценка дисбаланса на примере сборочной единицы «шків – коленчатый вал – маховик». Осуществлена её балансировка путем удаления материала методом сверления. Собран стенд для проведения дальнейших исследований дисбаланса.

**Обсуждение и заключение.** В результате проведенного исследования подтверждена возможность оценки дисбаланса по описанной методике. Конструкция стенда и методика позволяют произвести корректировку дисбаланса при капитальном ремонте двигателя легкового автомобиля с необходимой точностью. Полученные результаты не противоречат выводам, изложенным в работах подобной тематики, и могут быть использованы в дальнейших исследованиях. Однако необходимо отметить трудоемкость данной методики и необходимость проведения значительного числа пусков стенда. Этот недостаток не является критичным при штучном выполнении работ по балансировке. Направления последующих исследований предполагают создание математической модели процесса балансировки и реализующего эту модель программного обеспечения для снижения трудоемкости процесса балансировки.

**Ключевые слова:** Двигатели внутреннего сгорания, динамическая балансировка, двухплоскостная балансировка, капитальный ремонт двигателя, методика балансировки.

**1. Введение.** Двигатели внутреннего сгорания остаются основным источником энергии в автомобильной технике, и их эффективность напрямую зависит от корректной работы всех компонентов. Многочисленные исследования показывают, что динамическая балансировка играет значительную роль в повышении эксплуатационных характеристик и надежности ДВС. Например, в работах [1, 2] авторы подчеркивают важность точности в балансировке коленчатых валов для предотвращения вибраций, которые могут привести к преждевременному износу подшипников коленчатого вала. В ряде современных работ описываются различные подходы к улучшению методов балансировки, включая использование вибрационных датчиков и математических моделей [3, 4, 5, 6].

В процессе капитального ремонта ДВС зачастую проводят механическую обработку его деталей: шлифовку шеек коленчатого вала, токарную обработку рабочей поверхности маховика [7]. Эти операции приводят к возникновению дисбаланса, поскольку при механической обработке возможны погрешности. Этим объясняется необходимость проведения балансировки коленчатых валов при проведении капитального ремонта.

Динамическая балансировка роторов выполняется на стендах или в собственных опорах в составе собранных агрегатов [8]. Для проведения балансировки в настоящее время в основном применяется метод коэффициентов влияния [9]. Этот метод удобен своей универсальностью. В то же время он требует точного измерения амплитуды и фазы колебаний на оборотной частоте. Поэтому этот метод имеет ограничения в применимости, так как системы уравнений, с помощью которых производится расчет дисбаланса, при некоторых сочетаниях исходных данных не имеют решений. Такая ситуация возникает, когда в сигнале вибрации присутствует шум. Применение фильтров также может оказаться неэффективным, поскольку требует точной настройки параметров фильтра, в противном случае фильтр может значительно сместить фазу сигнала колебаний [10].

Наиболее консервативными методами динамической балансировки известными из литературы являются методы обхода и последовательных приближений [11]. В данных методах оценка дисбаланса производится по значению любого из трех параметров: виброперемещение, виброскорость, виброускорение. Из технической диагностики известен метод спектрального анализа для диагностики машин и механизмов [12]. Однако детального описания методики оценки дисбаланса роторов совмещающей методы обхода, последовательных приближений и спектрального анализа в настоящее время в литературе не найдено. Целью данного исследования была разработка такой методики, на примере сборочной единицы «шкив – коленчатый вал – маховик»

## **2. Материалы и методы.**

В рамках исследования планируется разработка математической модели процесса динамической балансировки, которая будет учитывать как характеристики балансируемой детали, так и внешние воздействия на нее в процессе балансировки. Модель должна позволить производить процесс балансировки более точно и за меньшее время, чем у аналогов.

Для тестирования модели был создан прототип балансировочного стенда, оснащенный датчиками ускорения ADXL335 для мониторинга вибраций и инфракрасным датчиком МН-В для измерения угловой скорости. Датчики стенда были подключены к макетной плате с процессором ATmega328, который был запрограммирован на последовательный опрос датчиков ускорения и инфракрасного датчика и отправку полученных значений сигналов в COM-порт компьютера. При создании механической части прототипа стенда использовался опыт, изложенный в работе [13]. Измерительная часть стенда выбрана с учетом опыта из статей [14, 15]. Компоновка прототипа балансировочного стенда показана на рисунке 1.

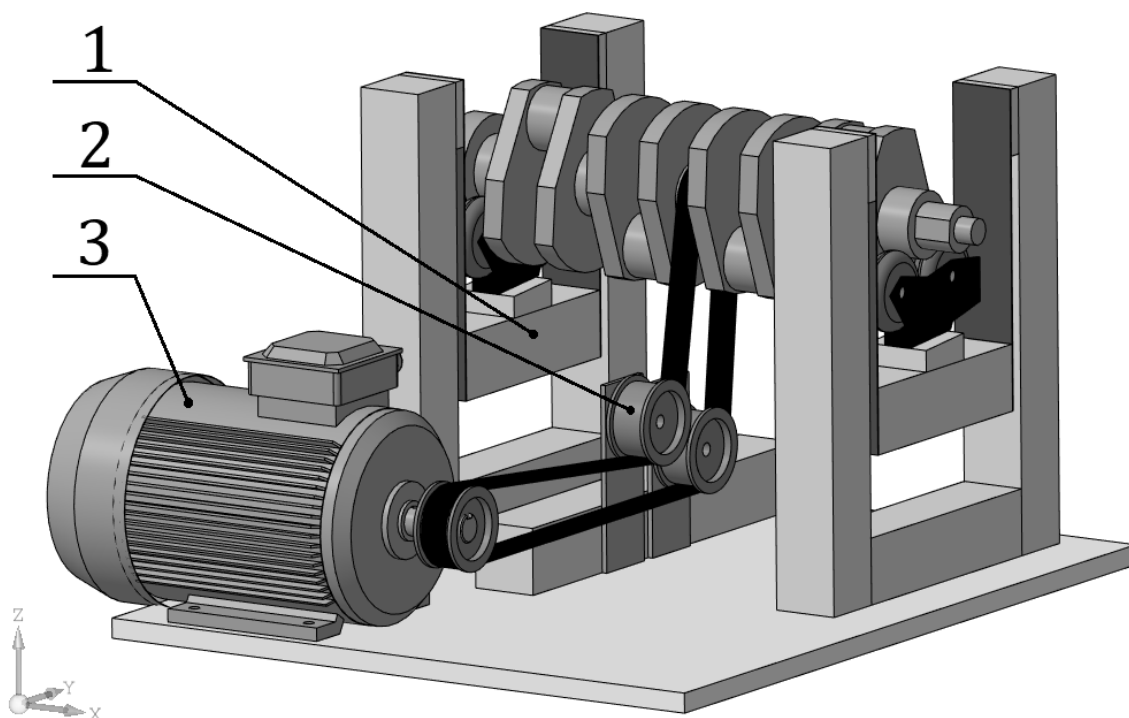


Рисунок 1 – Трехмерная модель прототипа балансировочного станда: 1 – Подвесная опора с роликами; 2 – механизм натяжения приводного ремня; 3 – электродвигатель АИР80В6

После создания прототипа станка был проведен эксперимент по балансировки сборочной единицы «передний шкив - коленчатый вал - маховик». Для проведения эксперимента применялась методика, основанная на методах обхода, последовательных приближений и спектрального анализа.

#### *Описание методики*

Балансировка производилась при частоте вращения коленчатого вала  $\sim 520$  об/мин ( $\sim 8,6$  Гц). Частота дискретизации 700 Гц. Для измерения частоты вращения на передний шкив коленчатого вала была нанесена метка, отражающая инфракрасное излучение. По причине несимметричной формы щек коленвала балансировка проводилась в плоскостях коррекции, расположенных у шкива и маховика. Места установки балансировочных грузов показаны цифрами на рисунке 2.

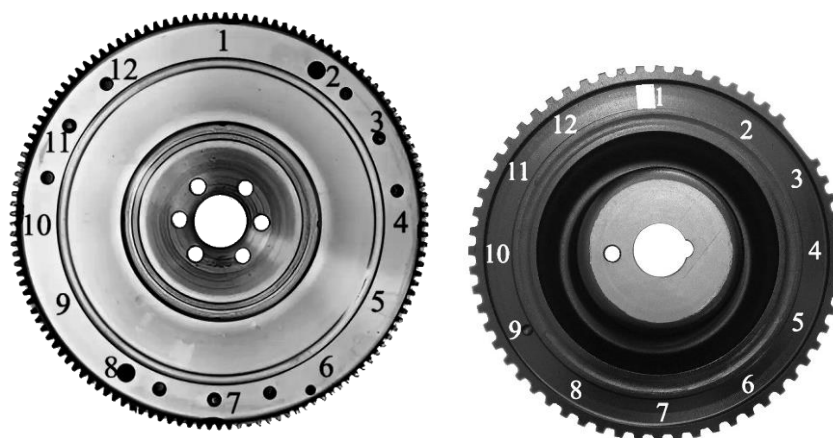


Рисунок 2 – Места установки балансировочных грузов на маховике и шкиве.

С помощью программы SerialPortPlotter производился вывод данных в реальном времени на экран, а также запись значений в CSV-файл. Полученные данные из CSV файла с помощью скрипта, написанного на языке программирования Python и библиотеки Pandas

конвертировались в XLSX-файл. Значения сигналов от акселерометров из XLSX-файла импортировались в программу NI SignalExpress, в которой находились спектры сигналов.

Коленчатый вал, маховик и шкив имеют заводскую балансировку, которая, однако, согласно исследованию А. А. Гвоздева [16], не всегда соответствует допуску. Для оценки соответствия дисбаланса сборочной единицы «передний шкив – коленчатый вал – маховик» предложена методика, изложенная далее.

Массу балансировочных грузов для шкива и маховика в первом приближении можно рассчитать, исходя из допуска на дисбаланс, взятого литературе по ремонту или в справочной литературе. Например, в материале [17] он составляет:  $e = 120 \text{ г} \cdot \text{мм}$

Таким образом масса балансировочных грузов будет рассчитана по формулам:

$$m_{м\_1} = e / R_{м}$$

$$m_{ш\_1} = e / R_{ш}$$

Где  $R_{ш}$ ,  $R_{м}$  – радиусы установки грузов на маховике и шкиве соответственно, мм

$e$  – допуск на дисбаланс коленчатого вала из справочной литературы,  $\text{г} \cdot \text{мм}$

*Алгоритм* выполнения работ для оценки дисбаланса:

1. Найти высоты спектральных пиков на оборотной частоте без балансировочных грузов.

2. Обойти маховик балансировочным грузом массой  $m_{м\_i}$  в приближении  $i$

3. Построить графики зависимостей высоты спектральных пиков на оборотной частоте от углового положения груза на маховике (показаны на рисунке 6).

4. В случае если графики зависимостей высоты спектральных пиков на оборотной частоте от углового положения груза на маховике во всех точках превышают высоту спектральных пиков на оборотной частоте без балансировочных грузов (показан на рисунке 6 б), дальнейшая балансировка в плоскости маховика не требуется (пропустить пункт 5).

5. Разместить балансировочный груз массой  $m_{м\_i}$  в точке на маховике, определенной по минимумам графиков.

6. Обойти шкив балансировочным грузом массой  $m_{ш\_i}$  в приближении  $i$

7. Построить графики зависимостей высоты спектральных пиков на оборотной частоте от углового положения груза на шкиве.

8. В случае если графики зависимостей высоты спектральных пиков на оборотной частоте от углового положения груза на шкиве во всех точках превышают высоту спектральных пиков на оборотной частоте без балансировочных грузов (показан на рисунке 6 б), дальнейшая балансировка в плоскости шкива не требуется (пропустить пункт 9).

9. Разместить балансировочный груз массой  $m_{ш\_i}$  в точке на шкиве, определенной по минимумам графиков.

10. Подготовить балансировочные грузы массой:

$$m_{м\_i+1} = m_{м\_i} / 2$$

$$m_{ш\_i+1} = m_{ш\_i} / 2$$

При отсутствии технической возможности (слишком малая масса груза) перейти к пункту 12.

11. Повторить пункты 2...10

12. Рассчитать дисбалансы от установленных грузов, расположенных на маховике. Векторно сложить дисбалансы от установленных грузов. Полученное значение – это оценка дисбаланса сборочной единицы «шкив – коленчатый вал – маховик» в плоскости коррекции, проходящей через маховик.

13. Рассчитать дисбалансы от установленных грузов, расположенных на шкиве. Векторно сложить дисбалансы от установленных грузов. Полученное значение – это оценка дисбаланса сборочной единицы «шкив – коленчатый вал – маховик» в плоскости коррекции, проходящей через шкив.

### 3. Результаты исследования.

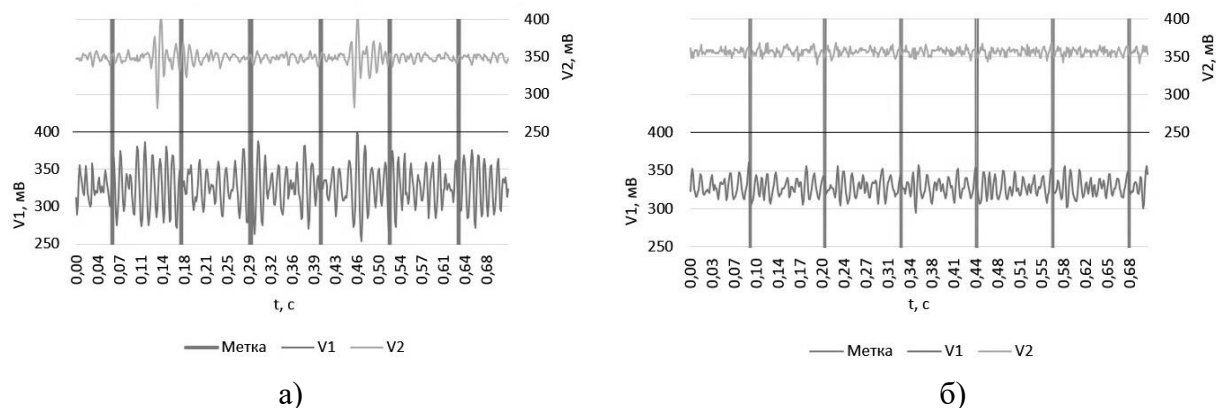


Рисунок 3 – Графики сигналов акселерометров: а) до корректировки дисбаланса; б) после корректировки дисбаланса

Из графиков на рисунке 3 видно, что помимо колебаний на оборотной частоте, вызванной дисбалансом ротора, присутствуют колебания на более высоких частотах. Так же видно, что после корректировки дисбаланса амплитуда сигналов уменьшилась.

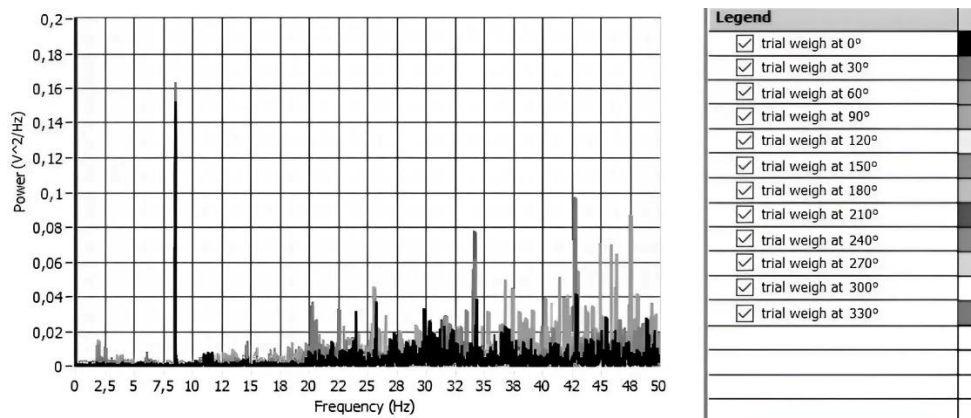


Рисунок 4 – Вид спектров сигналов акселерометра на опоре 1

Из графика на рисунке 4 видно, что в спектре сигнала помимо колебаний на оборотной частоте, вызванной дисбалансом ротора, присутствуют колебания на более высоких частотах.

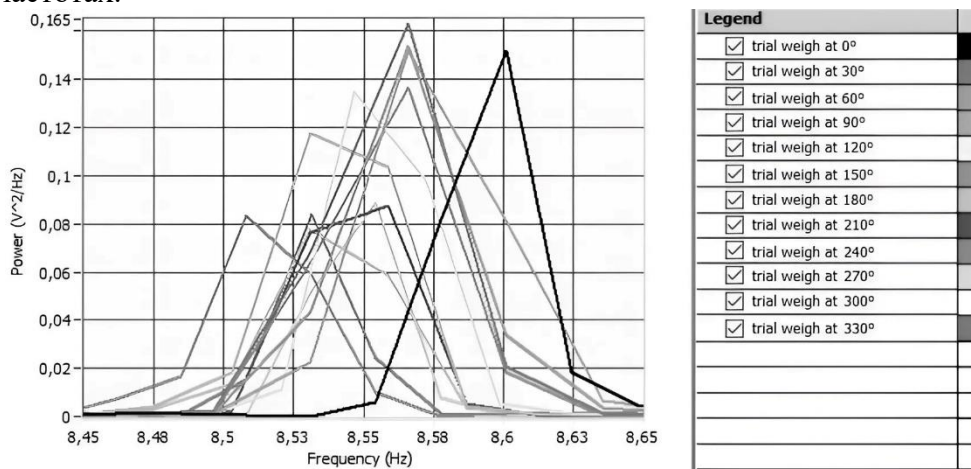


Рисунок 5 – Спектральные пики на оборотной частоте на опоре 1

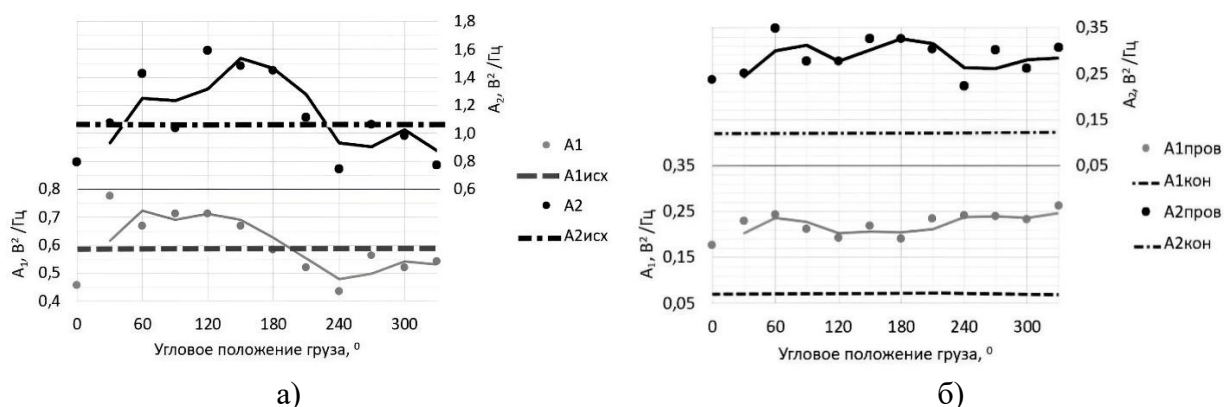


Рисунок 6 – Графики зависимостей высоты спектральных пиков на оборотной частоте от углового положения груза на маховике: а) в первом приближении, при обходе маховика грузом 1,1 г; б) при проверке после корректировки дисбаланса

A<sub>1</sub>, A<sub>2</sub> – Спектральные плотности мощности сигнала акселерометров на опорах 1 и 2 соответственно.

При пуске без балансирующих грузов провели измерение высоты спектральных пиков на оборотной частоте, значение которых составили:

$$A_{исх} = 0,57 B^2 / Гц$$

$$A_{2исх} = 1,06 B^2 / Гц$$

Массы балансирующих грузов в первом приближении составили:

$$m_{м-1} = e / R_{м} = 120 / 115 = 1,1 \text{ г}$$

$$m_{ш-1} = e / R_{ш} = 120 / 66 = 1,8 \text{ г}$$

Результаты всех пусков сведены в таблицы 1...8.

**Таблица 1. I приближение, обход маховика грузом 1,1 г**

| Угловое положение груза             | 0°   | 30°  | 60°  | 90°  | 120° | 150° | 180° | 210° | 240° | 270° | 300° | 330° |
|-------------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| A <sub>1</sub> , B <sup>2</sup> /Гц | 0,41 | 0,73 | 0,62 | 0,66 | 0,66 | 0,62 | 0,53 | 0,47 | 0,38 | 0,51 | 0,47 | 0,49 |
| A <sub>2</sub> , B <sup>2</sup> /Гц | 0,79 | 1,07 | 1,43 | 1,04 | 1,59 | 1,48 | 1,45 | 1,11 | 0,75 | 1,06 | 0,98 | 0,77 |

Из таблицы 1 видно, что минимальные значения спектральной плотности мощности сигнала акселерометров достигаются при установке пробного груза на маховике в положении 240°

**Таблица 2. I приближение, обход шкива грузом 1,8 г**

| Угловое положение груза             | 0°   | 30°  | 60°  | 90°  | 120° | 150° | 180° | 210° | 240° | 270° | 300° | 330° |
|-------------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| A <sub>1</sub> , B <sup>2</sup> /Гц | 0,45 | 0,36 | 0,28 | 0,27 | 0,21 | 0,32 | 0,29 | 0,45 | 0,50 | 0,53 | 0,64 | 0,55 |
| A <sub>2</sub> , B <sup>2</sup> /Гц | 0,74 | 0,73 | 0,91 | 0,62 | 0,71 | 0,85 | 0,40 | 0,86 | 0,80 | 0,89 | 1,07 | 1,02 |

Из таблицы 2 видно, что минимальные значения спектральной плотности мощности сигнала акселерометров достигаются при установке пробного груза на шкиве в положении 120°

**Таблица 3. II приближение, обход маховика грузом 0,5 г**

| Угловое положение груза             | 0°   | 30°  | 60°  | 90°  | 120° | 150° | 180° | 210° | 240° | 270° | 300° | 330° |
|-------------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| A <sub>1</sub> , B <sup>2</sup> /Гц | 0,21 | 0,22 | 0,24 | 0,26 | 0,19 | 0,23 | 0,19 | 0,20 | 0,19 | 0,22 | 0,18 | 0,20 |
| A <sub>2</sub> , B <sup>2</sup> /Гц | 0,41 | 0,42 | 0,49 | 0,55 | 0,43 | 0,53 | 0,44 | 0,45 | 0,38 | 0,41 | 0,31 | 0,34 |

Из таблицы 3 видно, что минимальные значения спектральной плотности мощности сигнала акселерометров достигаются при установке пробного груза на маховике в положении  $300^\circ$

**Таблица 4. II приближение, обход шкива грузом 0,9 г**

| Угловое положение груза | $0^\circ$ | $30^\circ$ | $60^\circ$ | $90^\circ$ | $120^\circ$ | $150^\circ$ | $180^\circ$ | $210^\circ$ | $240^\circ$ | $270^\circ$ | $300^\circ$ | $330^\circ$ |
|-------------------------|-----------|------------|------------|------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| $A_1, B^2/Гц$           | 0,21      | 0,12       | 0,15       | 0,11       | 0,08        | 0,12        | 0,14        | 0,12        | 0,21        | 0,14        | 0,17        | 0,15        |
| $A_2, B^2/Гц$           | 0,27      | 0,21       | 0,32       | 0,30       | 0,22        | 0,26        | 0,23        | 0,27        | 0,27        | 0,28        | 0,27        | 0,27        |

Из таблицы 4 видно, что минимальные значения спектральной плотности мощности сигнала акселерометров достигаются при установке пробного груза на шкиве в положении  $120^\circ$

**Таблица 5. III приближение, обход маховика грузом 0,3 г**

| Угловое положение груза | $0^\circ$ | $30^\circ$ | $60^\circ$ | $90^\circ$ | $120^\circ$ | $150^\circ$ | $180^\circ$ | $210^\circ$ | $240^\circ$ | $270^\circ$ | $300^\circ$ | $330^\circ$ |
|-------------------------|-----------|------------|------------|------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| $A_1, B^2/Гц$           | 0,15      | 0,16       | 0,15       | 0,15       | 0,14        | 0,14        | 0,12        | 0,09        | 0,08        | 0,09        | 0,08        | 0,08        |
| $A_2, B^2/Гц$           | 0,20      | 0,22       | 0,26       | 0,23       | 0,22        | 0,26        | 0,20        | 0,23        | 0,17        | 0,19        | 0,13        | 0,20        |

Из таблицы 5 видно, что минимальные значения спектральной плотности мощности сигнала акселерометров достигаются при установке пробного груза на маховике в положении  $300^\circ$

**Таблица 6. III приближение, обход шкива грузом 0,5 г**

| Угловое положение груза | $0^\circ$ | $30^\circ$ | $60^\circ$ | $90^\circ$ | $120^\circ$ | $150^\circ$ | $180^\circ$ | $210^\circ$ | $240^\circ$ | $270^\circ$ | $300^\circ$ | $330^\circ$ |
|-------------------------|-----------|------------|------------|------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| $A_1, B^2/Гц$           | 0,05      | 0,08       | 0,06       | 0,07       | 0,07        | 0,05        | 0,05        | 0,06        | 0,07        | 0,06        | 0,09        | 0,07        |
| $A_2, B^2/Гц$           | 0,18      | 0,14       | 0,13       | 0,22       | 0,16        | 0,17        | 0,11        | 0,12        | 0,15        | 0,12        | 0,16        | 0,12        |

Из таблицы 6 видно, что минимальные значения спектральной плотности мощности сигнала акселерометров достигаются при установке пробного груза на шкиве в положении  $180^\circ$

Вычислили модули векторов дисбалансов от балансировочных грузов по формулам:

$$|\overline{e_{m_i}}| = m_{m_i} \cdot R_m$$

$$|\overline{e_{ш_i}}| = m_{ш_i} \cdot R_{ш}$$

Путем векторного сложения дисбалансов от балансировочных грузов в плоскостях коррекции получили результирующие векторы дисбалансов, показанные на рисунке 7:

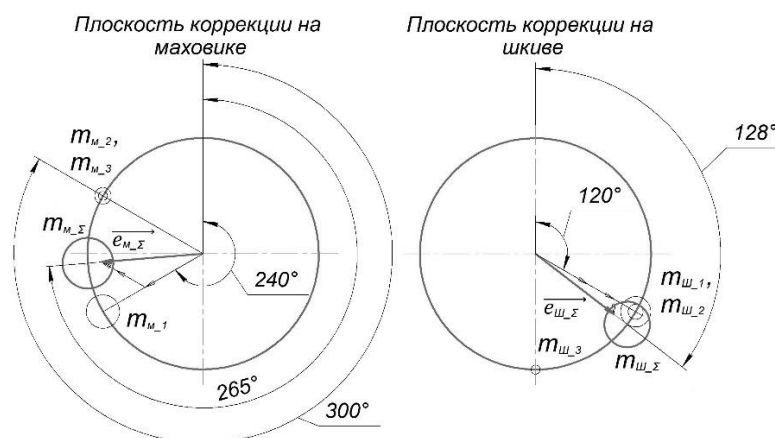


Рисунок 7 – Результирующие векторы дисбалансов в плоскостях коррекции

Результирующие массы балансировочных грузов нашли по формулам:

$$m_{m_{\Sigma}} = \left| \overline{e_{m_{\Sigma}}} \right| / R_m = 184 / 115 = 1,6 \text{ г}$$

$$m_{ш_{\Sigma}} = \left| \overline{e_{ш_{\Sigma}}} \right| / R_{ш} = 198 / 66 = 3,0 \text{ г}$$

После коррекции дисбаланса путем высверливания материала на маховике и шкиве в точках на углу  $180^\circ$  от точки расположения балансировочного груза, провели измерение высоты спектральных пиков на оборотной частоте, значение которых составили:

$$A_{1\text{кон}} = 0,07 \text{ В}^2 / \text{Гц}$$

$$A_{2\text{кон}} = 0,12 \text{ В}^2 / \text{Гц}$$

Провели проверку попадания остаточного дисбаланса в допуск, путем обхода маховика и шкива грузами из I приближения:

**Таблица 7. Проверка, обход маховика грузом 1,1 г**

| Угловое положение груза             | 0°   | 30°  | 60°  | 90°  | 120° | 150° | 180° | 210° | 240° | 270° | 300° | 330° |
|-------------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| A <sub>1</sub> , В <sup>2</sup> /Гц | 0,18 | 0,23 | 0,24 | 0,21 | 0,19 | 0,22 | 0,19 | 0,23 | 0,24 | 0,24 | 0,23 | 0,26 |
| A <sub>2</sub> , В <sup>2</sup> /Гц | 0,24 | 0,25 | 0,35 | 0,28 | 0,28 | 0,33 | 0,33 | 0,30 | 0,22 | 0,30 | 0,26 | 0,31 |

Из таблицы 7 видно, что установка груза на маховик в каждом угловом положении увеличивает значение спектральной плотности мощности сигнала акселерометров по сравнению с высотой спектральных пиков на оборотной частоте после коррекции дисбаланса.

**Таблица 8. Проверка, обход шкива грузом 1,8 г**

| Угловое положение груза             | 0°   | 30°  | 60°  | 90°  | 120° | 150° | 180° | 210° | 240° | 270° | 300° | 330° |
|-------------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| A <sub>1</sub> , В <sup>2</sup> /Гц | 0,18 | 0,20 | 0,15 | 0,22 | 0,25 | 0,26 | 0,22 | 0,19 | 0,26 | 0,18 | 0,21 | 0,24 |
| A <sub>2</sub> , В <sup>2</sup> /Гц | 0,32 | 0,35 | 0,32 | 0,29 | 0,36 | 0,34 | 0,36 | 0,34 | 0,38 | 0,32 | 0,35 | 0,29 |

Из таблицы 8 видно, что установка груза на шкив в каждом угловом положении увеличивает значение спектральной плотности мощности сигнала акселерометров по сравнению с высотой спектральных пиков на оборотной частоте после коррекции дисбаланса.

**4. Обсуждение и заключение.** Из графиков сигналов акселерометров, а также из их спектров видно, что помимо колебаний на оборотной частоте, вызванной дисбалансом ротора, присутствуют колебания на более высоких частотах. Это может быть связано с вибрацией приводного ремня, неровностью опорных роликов стенда (отклонение от окружности составляло  $\sim 0,03$  мм), а также шумом, производимым подшипниками качения в опорных роликах.

Из таблиц 1...8 видно, что в результате проведенного исследования подтверждена возможность оценки дисбаланса по описанной методике. Конструкция стенда и методика позволяют произвести корректировку дисбаланса при капитальном ремонте двигателя легкового автомобиля с необходимой точностью. Полученные результаты не противоречат выводам, изложенным в работах подобной тематики, и могут быть использованы в дальнейших исследованиях.

Достоинством этой методики является точность, и доступность применяемого оборудования. Однако необходимо отметить трудоемкость данной методики и необходимость проведения значительного числа пусков стенда. Этот недостаток не является критичным при штучном выполнении работ по балансировке. Кроме того, данная методика применима только к зеркальносимметричным коленчатым валам (рядные четырехцилиндровые, рядные шестицилиндровые двигатели, V-образные двенадцатицилиндровые двигатели), так как при такой конструкции можно не учитывать массу шатунно-поршневой группы. Для адаптации данной методики для балансировки

незеркальносимметричных коленчатых валов необходимо учитывать массы шатунов и поршней по методикам, изложенным в материалах статей [18, 19]. Также нужно отметить, что методика хорошо работает при исходном дисбалансе, сравнимом со значением заводского допуска на дисбаланс. Если исходный дисбаланс превышает допуск в несколько раз, и при обходе пробным грузом в первом приближении значительного снижения высоты спектральных пиков на оборотной частоте не наблюдается, то массу пробного груза необходимо увеличить.

Кроме того, поскольку балансировка проводилась для сборочной единицы «шків – коленчатый вал – маховик», то каждая деталь из этой сборочной единицы становится невзаимозаменяемой, так как по отдельности они не сбалансированы. Взаимозаменяемость деталей в сборке может обеспечиваться при применении методов модульной балансировки, описанной в справочнике [20].

Направления последующих исследований предполагают создание математической модели процесса балансировки и реализующего эту модель программного обеспечения для снижения трудоемкости процесса балансировки.

---

### Список литературы:

1. Падгуркас Ю. А. Балансировка сборочной единицы "коленчатый вал - маховик - муфта сцепления" тракторного дизеля в условиях сельскохозяйственных ремонтных предприятий : специальность 05.20.03 «Технологии и средства технического обслуживания в сельском хозяйстве» : Диссертация на соискание кандидата технических наук / Падгуркас Ю. А. ; Московский ордена Трудового Красного Знамени институт инженеров сельскохозяйственного производства им. В.П. Горячкина. — Москва, 1984. — 158 с.
2. Чекушин В. Н. Перераспределение инерционных масс с целью снижения износа опорных подшипников коленчатых валов автотракторных ДВС : специальность 05.04.02 «Тепловые двигатели» : Диссертация на соискание кандидата технических наук / Чекушин В. Н. ; "Владимирский государственный университет". — Владимир, 2000. — 124 с.
3. Жуков, С. В. Разработка и совершенствование методов балансировки гибких роторов турбомашин : специальность 05.04.12 «Турбомашины и комбинированные турбоустановки» : Диссертация на соискание кандидата технических наук / Жуков, С. В. ; ГОУ ВПО "Уральский государственный технический университет - УПИ".. — Екатеринбург, 2004. — 165 с.
4. Туктарова В. В. Математическое моделирование вибрационного состояния и методы устранения повышенной вибрации валопровода, вызванные неуравновешенностью : специальность 05.13.18 «Математическое моделирование, численные методы и комплексы программ.» : Диссертация на соискание кандидата технических наук / Туктарова В. В. ; ФГБОУ ВПО "Казанский национальный исследовательский технологический университет". — Казань, 2015. — 142 с.
5. Сокольников В. Н. Технологическое обеспечение качества балансируемых роторов локальной комбинированной обработкой микрошариками : специальность 05.02.08 «Технология машиностроения» : Диссертация на соискание кандидата технических наук / Сокольников В. Н. ; ФГБОУ ВО "Воронежский государственный технический университет". — Воронеж, 2021. — 158 с.
6. Полушкин О. О. Теория и методы системного подхода к балансировке ротационных агрегатов машин : специальность 05.02.02 «Машиноведение, системы приводов и детали машин» : Диссертация на соискание доктора технических наук / Полушкин О. О. ; ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет» . — Ростов-на-Дону, 2021. — 341 с.

7. Балабанов В. И., Добряков Д. В. Анализ технологий восстановления коленчатых валов автотракторной техники // *Агроинженерия*. 2024. №5. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/analiz-tehnologiy-vosstanovleniya-kolenchatyh-valov-avtotraktornoy-tehniki> (дата обращения: 11.03.2025).
8. Власкин В. В. Особенности балансировки роторов турбокомпрессоров автотракторных двигателей при ремонте // *ИВД*. 2018. №4 (51). URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/osobennosti-balansirovki-rotorov-turbokompressorov-avtotraktornyh-dvigatelay-pri-remonte> (дата обращения: 11.03.2025).
9. Сидоров И. Н., Туктарова В. В. Численный теоретико-экспериментальный метод определения дисбалансов при балансировке валопроводов в собственных подшипниках // *Вестник Казанского технологического университета*. 2015. №5. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/chislennyy-teoretiko-eksperimentalnyy-metod-opredeleniya-disbalansov-pri-balansirovke-valoprovodov-v-sobstvennyh-podshipnikah> (дата обращения: 28.02.2025).
10. Оганес Гомцян Авакович, Давид Мосоян Оганесович Моделирование цифровых фильтров нижних частот // *Наука, техника и образование*. 2019. №4 (57). URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/modelirovanie-tsifrovyyh-filtrov-nizhnykh-chastot> (дата обращения: 05.03.2025).
11. Тихонов В. Т. Настройка и контроль за работой балансировочных машин // *Известия ТПУ*. 1959. №. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/nastroyka-i-kontrol-za-rabotoy-balansirovochnykh-mashin> (дата обращения: 01.03.2025).
12. Харрасов Булат Гамилевич, Валеев Анвар Рашитович, Хурамышина Регина Азатовна, Соколова Виктория Владимировна Этапы развития и пути становления методов контроля вибрации оборудования в мировой практике // *История и педагогика естествознания*. 2022. №2-3. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/etapy-razvitiya-i-puti-stanovleniya-metodov-kontrolya-vibratsii-oborudovaniya-v-mirovoy-praktike> (дата обращения: 11.03.2025).
13. ООО"Кинематика" Балансировочные станки своими руками [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://oookin.ru/stankidiy.pdf> – Дата обращения: 06.03.2025.
14. Ou, C. H., Hsu, C. H., Fan, G. J., & Chen, W. Y. (2020). Rotary machine vibration monitoring and smart balance correction. *Advances in Mechanical Engineering*, 12(6). <https://doi.org/10.1177/1687814020936032>
15. SERDAR, H., & ÖZÇELİK, Z. (2021). Design of Laboratory Dynamic Balancing Device and Investigation of Vibrations of Rotating Bodies. *Journal of Engineering Technology and Applied Sciences*, 6(1). <https://doi.org/10.30931/jetas.853107>
16. Гвоздев А. А. Динамическая сбалансированность коленчатого вала - залог долговечной работы двигателя // *ВЗ*. 2015. №3-4 (73-74). URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/dinamicheskaya-sbalansirovannost-kolenchatogo-vala-zalog-dolgovechnoy-raboty-dvigatelya> (дата обращения: 09.03.2025).
17. Ярошевич В. К. Коленчатые валы автомобильных двигателей / В.К.Ярошевич, М.А.Белоцерковский, Е.Л.Савич. – Мн.: БНТУ, 2003. – 176 с. ISBN 985-479-068-1
18. Dagna, A., Delprete, C., & Gastaldi, C. (2021). A general framework for crankshaft balancing and counterweight design. *Applied Sciences (Switzerland)*, 11(19). <https://doi.org/10.3390/app11198997>
19. Мартынов А. В., Паксеваткин Е. Н. Особенности балансировки коленчатых валов V-образных двигателей [Текст] / Мартынов А. В., Паксеваткин Е. Н. // *Современные наукоемкие технологии*. — 2018. — № 9. — С. 71-75.
20. М. Е. Левит, Ю. А. Агафонов, Л. Д. Вайнгортин и др. Справочник по балансировке [Текст] / М. Е. Левит, Ю. А. Агафонов, Л.Д. Вайнгортин и др. — . — Москва: Машиностроение, 1992 — 464 с.