



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
УПРАВЛЕНИЕ ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ  
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Эксплуатация транспортных систем и логистика»

## **Практикум** по дисциплине

# **«Силовые агрегаты» (динамический расчет)**

Авторы  
Сокол Н. А.,  
Курень С. Г.,  
Апрышкин Д. С.

Ростов-на-Дону, 2018

## Аннотация

Изложены цели практической работы по динамическому расчету двигателя и краткие сведения, необходимые студентам для ее выполнения.

Предназначены для бакалавров очной и заочной форм обучения по направлению 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов»

## Авторы

к.т.н., доцент кафедры «ЭТСиЛ» Сокол Н.А.,  
к.т.н., доцент кафедры «ЭТСиЛ» Курень С.Г.,  
ст. преподаватель кафедры «ЭТСиЛ»  
Апрышкин Д.С.



## Оглавление

<b>1. Динамический расчет двигателя .....</b>	<b>4</b>
1.1. Построение диаграмм развернутой индикаторной, сил инерции, суммарной силы .....	4
1.2. Построение сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме (нормальной, радиальной, тангенциальной) .....	6
1.3. Диаграммы крутящего момента двигателя .....	8
1.4. Построение полярной диаграммы нагрузок на шатунную шейку коленвала .....	10
1.5. Развернутая диаграмма нагрузок, действующих на шатунную шейку .....	11
1.6. Диаграмма износа шатунной шейки .....	12
1.7. Порядок построения полярной диаграммы нагрузок, действующей на коренную шейку коленчатого вала .....	13
1.8. Развернутая диаграмма нагрузок, действующих на коренную шейку .....	15
<b>Список литературы .....</b>	<b>17</b>

## 1. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма заключается в определении сил и моментов, действующих во время работы двигателя. В течении каждого рабочего цикла силы непрерывно меняются по величине и направлению, поэтому для определения характера изменения их величины рассчитываются для ожидаемых положений коленчатого вала через каждые 30 градусов (в интервале  $360^\circ \dots 390^\circ$  рассчитывать через каждые  $10^\circ$ ).

### 1.1. Построение диаграмм развернутой индикаторной, сил инерции, суммарной силы

Перестроение индикаторной диаграммы в развернутую по углу поворота коленвала производится по методу Ф.А.Брикса. Для этого под диаграммой строят вспомогательную полуокружность диаметром, равном отрезку объема  $V_h$  (рис 1.1).

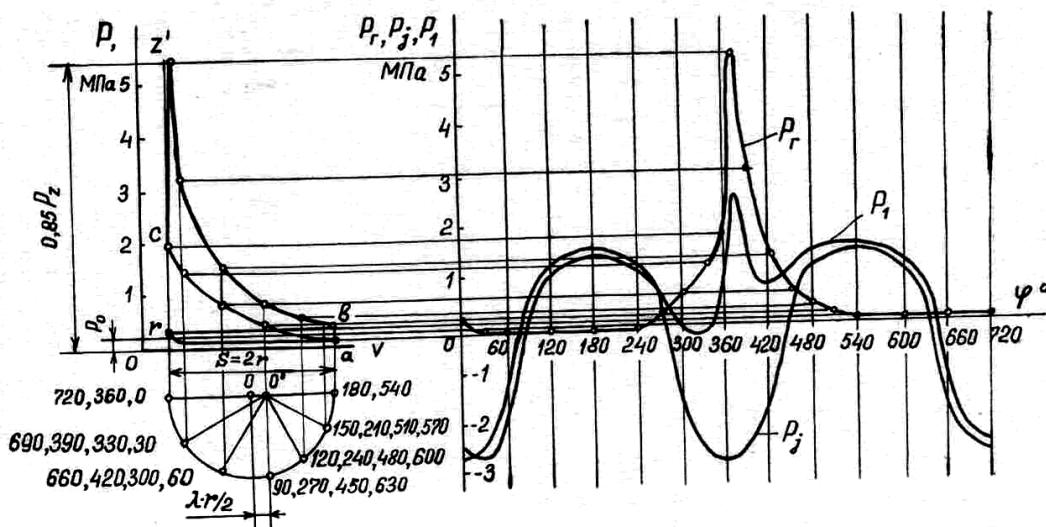


Рисунок 1.1 – Построение развернутой индикаторной диаграммы

Далее от центра полуокружности (точка  $O$ ) вправо откладывают поправку Брикса, равную

$$OO' = R\lambda/2,$$

где  $R = S/2$  - радиус кривошипа, мм;

$S$  - ход поршня, мм;

$\lambda = R/l$  - безразмерный кинематический параметр;

## Силовые агрегаты

$l$  - длина шатуна, мм.

Если нет данных о длине шатуна, то  $l$  принимается в пределах 0,24. ..0,31.

Полуокружность делят лучами из центра  $O$  на 6 равных частей, через каждые 30 градусов, из точки  $O'$  проводят линии параллельные этим точкам. Новые точки, полученные на окружности, соответствуют углам поворота коленвала  $\alpha$ . Из этих точек проводят вертикальные линии до пересечения с линиями индикаторной диаграммы и полученные значения давлений откладывают на вертикалях развертки для соответствующих углов поворота коленвала.

В четырехтактных двигателях построение начинают с положения кривошипа, соответствующего ВМТ в начале такта впуска.

Следует учесть, что на свернутой диаграмме давление отсчитывают от абсолютного нуля, а на развернутой следует показать избыточное давление над поршнем. Для этого на развернутой диаграмме ось абсцисс располагают на продолжении линии атмосферного давления. Это делают по той причине, что со стороны картера на поршень в течение всего цикла действует давление равное атмосферному.

На развернутой диаграмме, в том же масштабе строят диаграмму сил инерции возвратно- поступательного движения масс. При этом считают силы действующие от поршня к оси коленчатого вала положительными.

$$P_j = -m_j \omega^2 R (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \cdot 10^{-9} \text{ МПа,}$$

где  $R$  - радиус кривошипа, мм;

$$\omega = \pi n / 30 \text{ - угловая скорость коленвала, с}^{-1};$$

$n$  - частота вращения коленвала, мин<sup>-1</sup>;

$m_j$  - масса деталей, движущихся возвратно-поступательно, отнесенная к площади поршня, кг/м<sup>2</sup>.

$$m_j = m_n + (0,2 \dots 0,3) \cdot m_{ш}, \text{ где}$$

$m_n$  - масса поршневого комплекта, кг/м<sup>2</sup>;  $m_{ш}$  - масса шатуна, кг/м<sup>2</sup>.

Для автомобильных двигателей с искровым зажиганием имеем

$$m_n = (80. \dots 120) \text{ кг/м}^2 \text{ - поршень из алюминиевого сплава,}$$

$$m_{ш} = (90. \dots 200) \text{ кг/м}^2.$$

Для дизелей

$$m_n = (200 \dots 250) \text{ кг/м}^2 \text{ - поршень из алюминиевого сплава;}$$

$$m_{ш} = (300. \dots 400) \text{ кг/м}^2$$

Вдоль оси цилиндра на поршень действуют две силы:

$P_{\Gamma}$  - сила давления газов, равная  $P_{\Gamma}=P-P_0$ , где  $P$  - значение давления газов в цилиндре и  $P_j$  - сила инерции возвратно-поступательного движения. При анализе необходимо учитывать совместное влияние этих сил. Суммарную силу  $P_1$  действующую на поршень, определяющую алгебраическим сложением

$$P_1 = P_{\Gamma} + P_j, \text{ МПа}$$

## 1.2. Построение сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме (нормальной, радиальной, тангенциальной)

Суммарная сила  $P_1$  раскладывается на соответствующие: нормальную  $N$ , направленную перпендикулярно оси цилиндра и силу  $S$ , действующую вдоль шатуна.

$$N = P_1 \operatorname{tg} \beta, \text{ МПа}$$

$$S = P_1 \cdot \frac{1}{\operatorname{Cos} \beta}, \text{ МПа}$$

где  $\beta$  - угол между осью цилиндра и шатуном.

Сила  $S$  действует вдоль оси шатуна и передается на шатунную шейку. Эта сила может быть перенесена на линию действия в центр шатунной шейки и разложена на соответствующие: радиальную  $Z$ , направленную по радиусу кривошипа, и тангенциальную силу  $T$ , действующую по касательной к окружности радиуса кривошипа.

$$Z = P_1 \frac{\operatorname{Cos}(\alpha + \beta)}{\operatorname{Cos} \beta}, \text{ МПа}$$

$$T = P_1 \frac{\operatorname{Sin}(\alpha + \beta)}{\operatorname{Cos} \beta}, \text{ МПа}$$

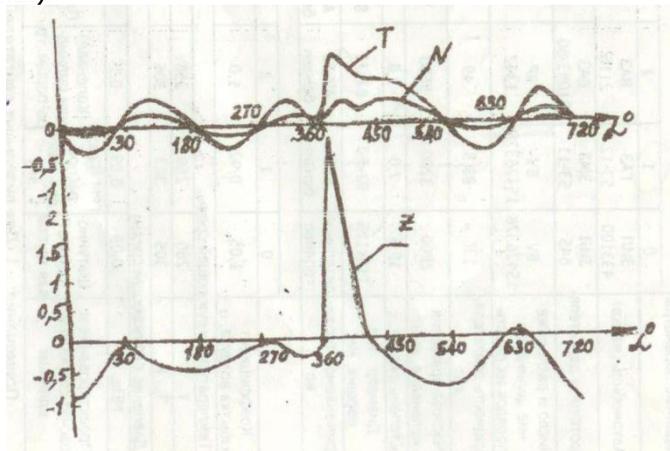
Сила  $Z$  считается положительной, если она направлена к оси коленчатого вала, сила  $T$  считается положительной, если создаваемый ей момент совпадает с направлением вращения коленчатого вала двигателя. Результаты расчета сводятся в таблицу 1.1.

## Силовые агрегаты

Таблица 1.1.

$\alpha$	$P_r$ , мПа	$P_j$ , мПа	$P_1$ , мПа	$N$ , мПа	$S$ , мПа	$Z$ , мПа	$\tau$ , мПа
0							
30							
60							
...							
720							

По данным таблицы 1.1. на листе 1, под развернутой диаграммой с сохранением цены деления шкалы угла поворота коленчатого вала вычерчивают диаграмму силы  $N$ , силы  $T$ , определяющей крутящий момент одного цилиндра, а также силы  $Z$  (рис.1.2.).


 Рисунок 1.2 - Диаграммы силы  $N$ , силы  $T$ , силы  $Z$ 

На листе строится нормальная сила  $N$  в зависимости от хода поршня (рис 1.3.). С учетом диаметра цилиндра и хода поршня изображается гильза цилиндра и наносятся координаторные оси, при этом положительная сила  $N$  должна быть направлена влево. Шкала угла поворота коленчатого вала нелинейная, деления шкалы рассчитываются по перемещению поршня.

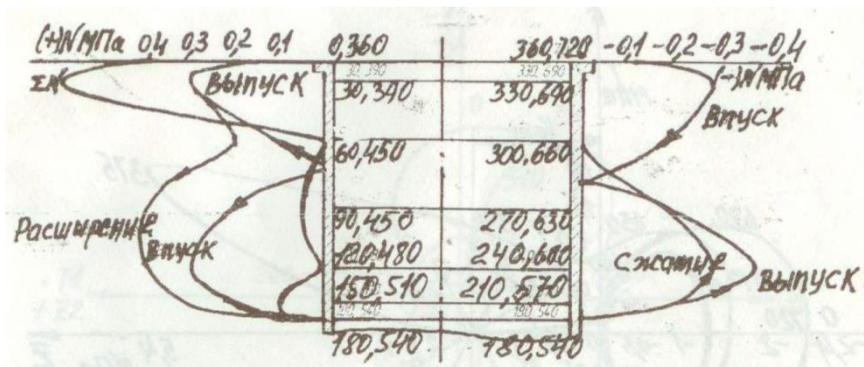


Рисунок 1.3 - Сила N в зависимости от хода поршня

$$\mu_{x_a} x_a = R \left[ (1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right]$$

где  $\mu_{x_a} = 1$  мм/мм - масштаб шкалы;

$x_a$  - перемещение поршня от ВМТ, соответствующее повороту коленчатого вала. Значения  $x_a$  сводят в таблицу.

График силы N вычерчивают тонкими линиями. В предположении, что износ цилиндра пропорционален величине силы, строится эпюра износа методом графического суммирования.

### 1.3. Диаграммы крутящего момента двигателя

Кривая изменения тангенциальной силы T в зависимости от угла  $\omega$  в определенном масштабе является кривой изменения крутящего момента одного цилиндра.

Для построения кривой суммарного момента многоцилиндрового двигателя с равномерным чередованием вспышек производят графическое суммирование кривых крутящих моментов каждого цилиндра, сдвигая одну кривую относительно другой на угол междувспышками

$$\alpha_{всп} = 720^\circ / i,$$

где  $i$  - число цилиндров.

Диаграмма крутящего момента строится под индикаторной диаграммой в нижней левой части листа (рис. 1.4.).

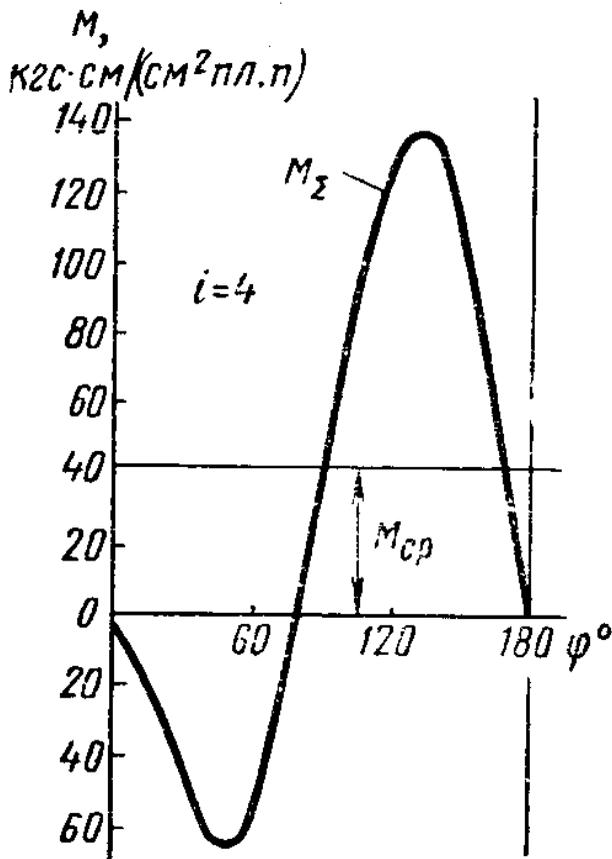


Рисунок 1.4 - Диаграмма крутящего момента  
Крутящий момент определяем по формуле:

$$M_{кр} = RTF_n \cdot 10^6, \text{ Нм}$$

где  $T$  - тангенциальная сила, МПа;

$F_n = \pi D^2 / 4$  - площадь поршня, м<sup>2</sup>;

$R$  - радиус кривошипа, м.

Среднее значение суммарного крутящего момента можно определить по формуле:

$$M_{кр.ср} = \frac{F_1 - F_2}{OA} \cdot \mu_{кр},$$

где  $OA$  - отрезок построения диаграммы;

$F_1, F_2$  - площади диаграмм;

$\mu_{кр}$  - масштаб крутящего момента.



отмечают соответствующим углом поворота коленвала. Полученные точки являются концами векторов суммарной силы, действующей на шатунную шейку для каждого угла поворота. Полученные точки соединяют плавной кривой, которая обозначает замкнутый контур.

### 1.5. Развернутая диаграмма нагрузок, действующих на шатунную шейку

Для нахождения максимальной, минимальной и средней нагрузок действующих на шатунную шейку, полярную диаграмму перестраивают в прямоугольные координаты  $R_{ш.ш}-\alpha$  (рис.1.6.).

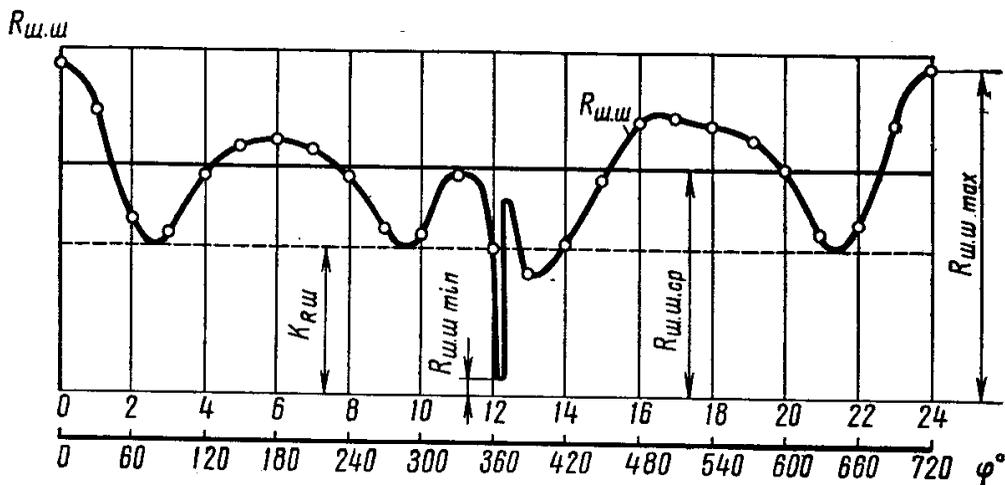


Рисунок 1.6 – Диаграмма нагрузки в прямоугольных координатах

Построение развернутой диаграммы ведут в следующем порядке:

- наносятся координаты оси  $R_{ш.ш}-\alpha$  и выполняется их разметка в соответствующих масштабах;
- из центра  $O_1$ ; полярной диаграммы измеряются вектора силы для  $0^\circ, 30^\circ, 60^\circ$  и т.д. углов поворота кривошипа  $am$  переносятся на прямоугольные координаты;
- полученные точки соединяют плавной кривой;
- развернутую диаграмму планиметрируют, находят ее среднюю ординату и проводят на чертеже среднюю линию, обо-

значающую среднюю нагрузку  $R_{шш.ср}$ ;

- по величине средней нагрузки проверяют шатунные подшипники по удельным нагрузкам.

### 1.6. Диаграмма износа шатунной шейки

На основании полярной диаграммы нагрузок на шатунную шейку коленчатого вала можно построить диаграмму износа шейки. Эта диаграмма дает возможность определить наиболее и наименее нагруженные участки шатунной шейки с целью правильного определения местонахождения масляного отверстия. Кроме того диаграмма дает наглядное представление о характере износа шейки по всей окружности.

Построение диаграммы износа шатунной шейки осуществляют следующим образом (рис.1.7.):

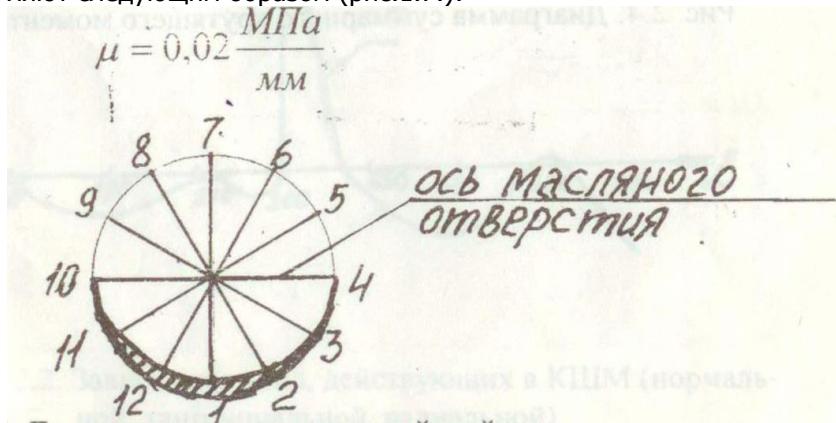


Рисунок 1.7 - Диаграммы износа шатунной шейки

- проводят окружность, изображающую в произвольном масштабе шатунную шейку и делят ее на равное количество участков лучами  $O_1$ ;  $O_2$  и т.д.;

- переносят луч с диаграммы износа параллельно самому себе на полярную диаграмму;

- определяют по полярной диаграмме сектор на шатунной шейке (по  $60^\circ$  в каждую сторону от рассматриваемого луча), в котором действующие силы  $R_{шш}$  создают нагрузку (износ) по направлению рассматриваемого луча;

- определяют величину каждой силы  $R_{шш}$ , действующей в секторе рассматриваемого луча для соответствующих углов и заносят в таблицу 1.2.;

- суммируют значения сил по рассматриваемому лучу в

масштабе, эту нагрузку откладывают по лучу от окружности к центру;

- полученные точки построения соединяют плавной кривой, характеризующей износ шейки;

- определяют по диаграмме нагруженный и ненагруженный участки и определяют с местоположением оси масляного отверстия.

Таблица 1.2

$\alpha$ , град	Значения $R_{шшш}$ для лучей											
	1	2	-»	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Лучи												
0°												
30°												
60°												
...												
660°												
690°												
720°												
$\Sigma R_{шшш}$												

### 1.7. Порядок построения полярной диаграммы нагрузок, действующей на коренную шейку коленчатого вала

Для построения полярной диаграммы необходимо знать схему коленчатого вала, порядок чередования вспышек (порядок работы цилиндров) и значения сил  $T$  и  $R$  в диапазоне изменения углов  $\alpha$  от 0° до 720°.

Построение диаграммы ведут следующим образом (рис.1.8.):

- определяют угол развала кривошипов коленвала, между которыми расположена коренная шейка  $\alpha_{разв} = 720/i$ , где  $i$  - число цилиндров двигателя;

- определяют угол между вспышками для цилиндров, где расположена рассматриваемая коренная шейка  $\alpha_{всп}$ ;

- наносят полярные оси  $T$  и  $Z$  для цилиндров, с общим полюсом  $O$ , предварительно сдвинув их друг относительно друга на угол развала кривошипов;

## Силовые агрегаты

- из расчетов выбирают значения сил  $T_1$  и  $Z_1$  для  $\alpha=0^\circ$  и откладывают их на полярных осях 1-го цилиндра. Для второго цилиндра выбирают значения сил  $T_2$  и  $Z_2$ , но отстающие от первого на угол между вспышками. Полученные точки на первых и вторых координатных осях геометрически суммируют. Полученную точку обозначают углом поворота кривошипа  $\alpha$  по 1-му цилиндру;

- полученные точки соединяют плавной кривой в порядке возрастания углов (от 0 до  $720^\circ$ );

- для учета центробежной силы вычисляют по формуле  $C = m_{\text{шк}} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot 10^{-9}$ , МПа,

где  $m_{\text{шк}} = 0,725m_{\text{ш}}$  - масса отнесенная к нижней головке шатуна.

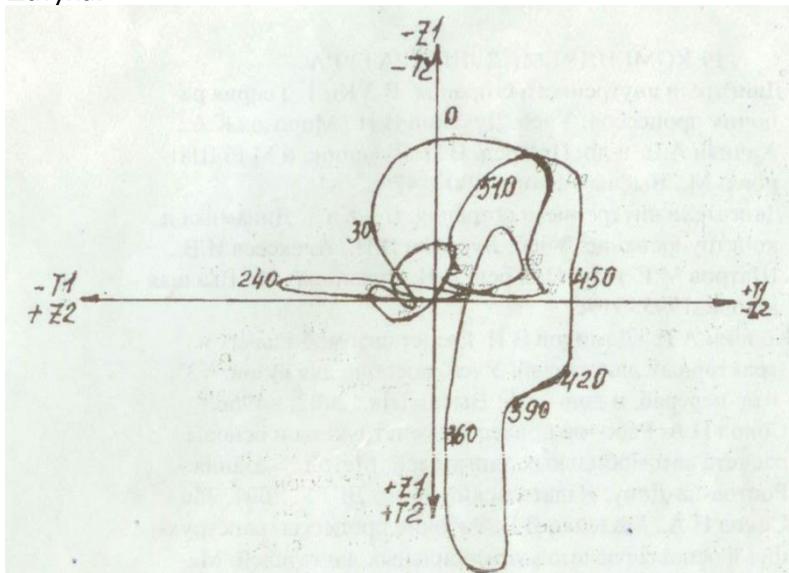


Рисунок 1.8 – Полярная диаграмма сил действующих на 2 коренную шейку

В масштабе  $\mu_r$  откладывают по положительным направлениям осей  $Z_1$  и  $Z_2$ , а затем геометрически суммируют, конец равнодействующей будет новым полюсом  $O_1$  полярной диаграммы.

Примерный вид полярной диаграммы показан в приложении (8-ми цилиндровый двигатель).

При принятом способе построения масштаб сил на полярной диаграмме для коренной шейки будет в 2 раза большим, чем на всех предыдущих диаграмм-мах.

Подобно рассматриваемому выше для шатунной шейки может быть построена диаграмма износа и для коренной шейки.

### 1.8. Развернутая диаграмма нагрузок, действующих на коренную шейку

Для нахождения максимальной, минимальной и средних нагрузок, действующих на коренной подшипник, полярную диаграмму переносят в прямоугольные координаты  $R_{кш}-\alpha$  (рис.1.9.).

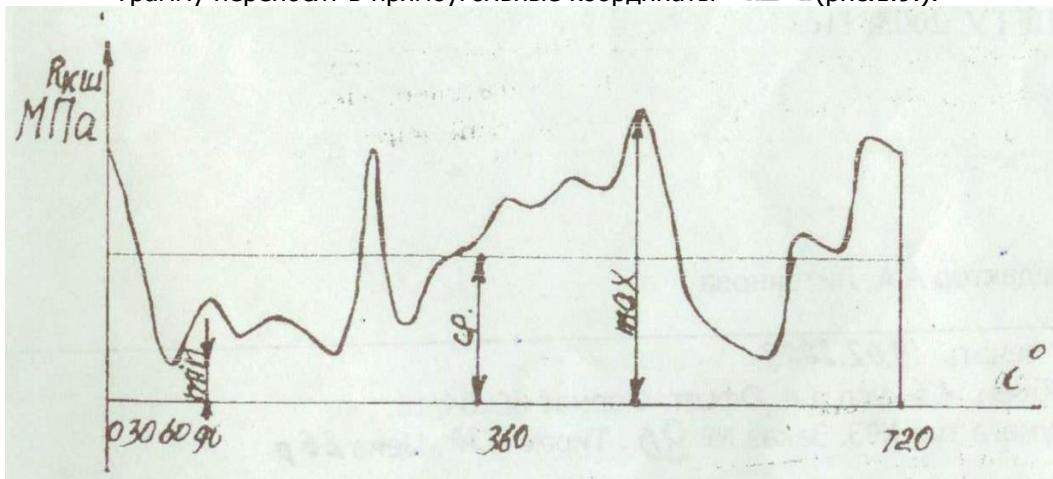


Рисунок 1.9 - Полярная диаграмма в прямоугольных координатах

Порядок построения следующий:

- наносят прямоугольные координаты  $R_{кш}-\alpha$  и выполняют разбивку осей в соответствующих масштабах;
- измеряют вектора силы из нового полюса полярной диаграммы  $O1$  до точки соответствующего угла  $\alpha$  и переносят на прямоугольные координаты;
- полученные точки соединяют плавной кривой в порядке возрастания углов;
- на диаграмме определяют максимальную, минимальную и среднюю нагрузки и проверяют коренной подшипник по удельным нагрузкам.

Примерный вид развернутой диаграммы приведен в приложении.

Таблица 1.3

Задание на практические занятия

## Силовые агрегаты

Заданные параметры	Последняя цифра зачетки									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Автомобиль {марка}	ЗИЛ 433100	ГАЗ 53-12	АЗЛК 21412	АЗЛК 2141	ВАЗ 2112	ВАЗ 21213	ВАЗ 21099	ГАЗ 31029	ГАЗ 3110	ЗИЛ 431410
Прототипы двигателя	ЗИЛ 645	ЗМЗ 53-11	331	ВАЗ 2106	ВАЗ 2112	ВАЗ 21213	ВАЗ 21083	ЗМЗ 402	ЗМЗ 4062	ЗИЛ 508.10
Число и расположение цилиндров, порядок их	8У 15426378	8У 15426378	4Р 1342	4Р 1342	4Р 1342	4Р 1342	4Р 1342	4Р 1243	4Р 1342	8У 15426378
Мощность двигателя, кВт	136	88,5	52,9	56,3	68	57,5	53	66	96	110
Частота вращения коленвала, мин <sup>-1</sup>	2800	3200	5500	5400	5600	5200	5600	4000	5200	3200
Степень сжатия, $\epsilon$	18,5	7,0	9,5	8,5	10,5	9,5	9,9	8,2	9,5	7,3
Диаметр; ход поршня, мм	110x115	92x80	82x70	79x80	82x71	82x80	82x71	92x92	92x86	100x95
Применяемое Топливо	дизельное топливо	А-76 Бензин	АИ-93 Бензин	АИ-93 бензин	АИ-93 Бензин	АИ-93 Бензин	АИ-93 бензин	АИ-93 бензин	АИ-93 Бензин	А-76 Бензин
	Предпоследняя цифра зачетки									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Коэффициент избытка воздуха, $\alpha$	1,05	0,92	1,0	1,02	0,96	0,94	1,05	0,95	0,93	0,9
Температура окружающей среды										
$T_{01}$ ° K	260	258	256	253	259	257	255	261	256	254
$T_{02}$ ° K	305	303	306	309	304	307	308	310	308	307
Давление окружающей среды,										
МПа, $P_0$	0,09	0,09	0,1	0,1	0,1	0,09	0,09	0,1	0,09	0,09
Проектирование и расчет сборочной единицы	Шатунно-поршневая группа	ГРМ (Газо-распредел.-мех-зм)	(Коленвал) или цилиндропоршн. гр.	Привод ГРМ	Водяной насос, при во Д	Привод ГРМ (газораспр. мех.)	ГРМ	Привод масляного насоса, масляный насос	(Коленвал) или цилиндропоршн. гр	Шатунно-поршневая группа

Примечание:

1. Для дизельных двигателей принимается  $\alpha=1,7$ .
2. В курсовой работе проектирование и расчет сборочной единицы не выполняется

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Николаенко А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей. - М.: Колос, 1992,-413с.
2. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн 1. Теория рабочих процессов: Учеб./ Луканин В.Н., Морозов К.А., Хачиян А.С. и др. Под ред. В.Н.Луканина. - М.: Высшая школа., 1995-368с.
3. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн 2. Динамика и конструирование: Учеб./ Луканин В.Н., Алексеев И.В., Шатров М.Г. и др. Под ред. В.Н.Луканина. - М.: Высшая школа.. 1995-319с.
4. Учебное пособие к выполнению курсового проекта по дисциплине «Тракторы и автомобили» с использованием ЭВМ (тепловой и динамический расчет) - Новочеркасск: НИМИ, 1995,45 с.
5. Методические указания к выполнению курсового проекта по дисциплине «Автомобильные двигатели» (тепловой и динамический расчет автомобильных двигателей)- зерноград: АЧГАА, 1997, 25с.