

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Казанский государственный аграрный университет»

Кафедра «Тракторы, автомобили и энергетические установки»

**Учебно-методическое пособие  
для выполнения динамического расчета  
двигателя внутреннего сгорания**

**по курсу «Теория и расчет энергетических установок  
автомобилей и тракторов»**

Для студентов Института механизации и технического сервиса

Казань 2018

В учебно-методическом пособии рассмотрены вопросы выполнения динамического расчета двигателей внутреннего сгорания (ДВС) по курсу «Теория и расчет энергетических установок автомобилей и тракторов». В нем приведены методики кинематического и динамического расчетов двигателя и методика оценки его уравновешенности.

Учебно-методическое пособие предназначено для студентов технических специальностей всех форм обучения, изучающих курсы «Двигатели внутреннего сгорания», «Силовые агрегаты», «Трактора и автомобили» и планирующих в дальнейшем применять полученные знания при выполнении выпускных квалификационных работ.

Учебно-методическое пособие составлено Халиуллиным Ф.Х.

Учебно-методическое пособие рассмотрено и одобрено:

1. Решением кафедры «Тракторы, автомобили и энергетические установки» (протокол № 5 от 15 января 2018 г.)
2. Решением методической комиссии ИМиТС (протокол № 5 от 18.01.2018г.)

Рецензенты:

- |  |                |
|--|----------------|
| 1. Доцент кафедры АДиС КНИТУ, д.т.н.         | Самойлов Д.Н.  |
| 2. Доцент кафедры ОИД Казанского ГАУ, к.т.н. | Пикмуллин Г.В. |

Халиуллин Ф.Х. Учебно-методическое пособие для выполнения динамического расчета двигателей внутреннего сгорания по курсу «Теория и расчет энергетических установок автомобилей и тракторов» / Казань: Изд- во Казанского ГАУ, 2018.-80 с.

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
1. Кинематический расчет двигателя.....	6
1.1 Кинематическая схема кривошипно-шатунного механизма (КШМ).....	6
1.2 Кинематические параметры КШМ.....	8
2. Динамический расчет двигателя.....	10
2.1. Динамическая расчетная схема КШМ.....	10
2.2 Динамический расчет КШМ.....	12
2.3 Набегающие моменты.....	15
2.4 Силы, действующие на шатунную шейку.....	19
2.5 Силы, действующие на колено вала.....	23
2.6 Уравновешивание двигателя.....	25
2.7 Расчет маховика.....	28
3. Пример динамического расчета дизельного двигателя.....	31
4. Вопросы для самоконтроля.....	77
Список рекомендуемой литературы.....	78

## Введение

В настоящее время развитие автомобильной промышленности происходит высокими темпами. Современные автомобили должны обладать хорошими эксплуатационными свойствами и удовлетворять предъявляемым экологическим требованиям. Это требует разработки новых двигателей, имеющих высокие энергетические, экономические и экологические характеристики. Для достижения этих характеристик необходимо совершенствование рабочего процесса и конструкции двигателей.

В искровых двигателях произошел переход от карбюраторной системы топливопитания к системам впрыскивания бензина, как во впускной тракт двигателя, так и непосредственно в цилиндры. Для улучшения наполнения цилиндров и управления рабочими процессами двигателя начали применять изменяемые фазы газораспределения. Появилась возможность изменять закон подъема клапанов в зависимости от режима работы двигателя. Для улучшения топливной экономичности применяется сгорание расслоенных зарядов. В дизельных двигателях нашли широкое применение аккумуляторные системы топливопитания с электронным управлением, значительно возросло давление впрыскивания топлива. Все шире рассматривается применение неразделенных камер сгорания. Для снижения токсичности отработавших газов применяют рециркуляцию отработавших газов, нейтрализаторы токсичности и специальные фильтры. Привычно смотрится применение наддува в двигателях, в первую очередь, с применением турбокомпрессоров. Совершенствуются системы смазки и охлаждения. Большое применение в системе управления двигателем находит электроника. Применяются новые материалы, разрабатываются перспективные технологические процессы изготовления деталей и узлов двигателей.

Проектирование современных двигателей требует высокой квалификации научных работников и инженеров-конструкторов. Поэтому подготовка

специалистов в области двигателестроения должна вестись на высоком уровне с учетом предъявляемых требований к компетенциям, получаемым студентами в процессе обучения.

# 1. Кинематический расчет двигателя

## 1.1 Кинематическая схема кривошипно-шатунного механизма (КШМ)

Для расчета кинематических параметров КШМ необходимо привести расчетную схему (рис. 1), где необходимо указать все параметры, входящие в формулы определения параметров КШМ. Основными геометрическими параметрами, определяющими закон движения элементов центрального КШМ, являются радиус кривошипа коленчатого вала  $R$  и длина шатуна  $L$ . При выборе этих параметров нужно учитывать их влияние на кинематику КШМ.

Параметр  $\lambda = R/L$  является критерием кинематического подобия центрального механизма. В автотракторных двигателях внутреннего сгорания используются механизмы с  $\lambda = 0,24 \div 0,31$ . В дезаксиальных КШМ существует еще один геометрический параметр, влияющий на его кинематику, – величина  $a$  смещения оси цилиндра (поршневого пальца) относительно оси коленчатого вала. При этом относительное смещение  $z = a/R = 0,02 \div 0,2$  является дополнительным критерием кинематического подобия.

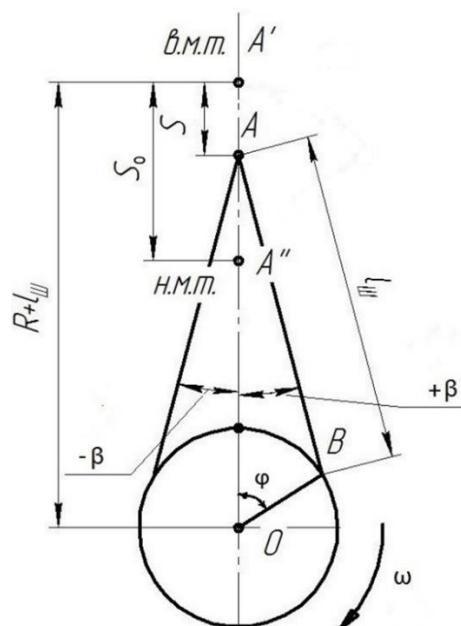


Рисунок 1 – Кинематические параметры КШМ

Еще одним геометрическим параметром, характеризующим работу КШМ, является угол  $\beta$  – угол отклонения шатуна от оси цилиндра. Считается, что  $\beta > 0$ , при движении поршня от ВМТ к НМТ, и  $\beta < 0$  – при его движении в противоположном направлении.

*Рекомендации по выбору параметров  $\lambda$  и  $k$ .* Анализ влияния  $\lambda$  на параметры ДВС проводится при неизменном рабочем объеме  $V_h$  и диаметре цилиндра  $D$ . При уменьшении  $\lambda$  возрастают масса шатуна  $m_{ш}$  и ее приведенные составляющие на оси поршневого пальца  $m_{1ш}$  и шатунной шейки  $m_{2ш}$ . При этом растет центробежная сила инерции  $K_{вр}$ . Для ее компенсации потребуется увеличение статического момента инерции противовесов на продолжении щек кривошипа, что связано с повышением материоемкости конструкции двигателя. Влияние снижения  $\lambda$  на силу инерции  $P_j$  возвратно-поступательно движущихся масс противоречиво: с одной стороны, растет  $m_{ш}$  и связанная с ней масса  $m_{вп}$ , что должно привести к увеличению  $P_j$ , с другой стороны, из-за наличия  $\lambda$  в выражении, определяющем амплитуду силы инерции второго порядка  $P_{j2}$ , возможно ее уменьшение.

Уменьшение  $\lambda$  вызовет увеличение высоты и массы двигателя. Более длинный шатун приводит также к уменьшению угла  $\beta_{max}$ , что вызывает уменьшение силы  $N$ . Меньшие значения  $N$  и  $\beta$  обеспечивают, при прочих равных условиях, снижение износа в подвижных сочленениях цилиндропоршневой группы. У современных двигателей с искровым зажиганием шатуны, как правило, длиннее, чем у дизелей. Применение коротких шатунов в некоторых случаях может усложнять компоновку двигателя, так как из-за больших значений  $\beta_{max}$  возможно задевание шатуна за нижнюю часть цилиндра или юбку поршня.

При введении дезаксиала максимальный угол отклонения шатуна  $\beta$  на такте расширения по абсолютному значению становится меньше, чем наибольшее отклонение при такте сжатия, что позволяет выравнить износ цилиндра по его периметру. К преимуществам дезаксиального КШМ следует от-

нести и меньшую, чем в нормальном механизме, скорость поршня около ВМТ, благодаря чему улучшается процесс сгорания, приближаясь к условиям сгорания при постоянном объеме. Вместе с тем следует отметить, что силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс в двигателе с дезаксиальным КШМ несколько больше, чем в двигателе тех же размеров с нормальным КШМ. Однако эта разница мала, поэтому при расчетах двигателя с дезаксиальным КШМ его параметры вычисляются по формулам центрального КШМ.

## 1.2 Кинематические параметры КШМ

В данном разделе в качестве вычисляемых кинематических параметров выбираются перемещение, скорость и ускорение поршня.

Перемещение поршня в зависимости от угла поворота кривошипа находится по формуле:

$$s = R \left[ (1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos(2\varphi)) \right].$$

Скорость поршня вычисляется как:

$$v = \omega R \left( \sin\varphi + \frac{\lambda}{4} \sin 2\varphi \right),$$

где  $\omega$  – угловая скорость вращения кривошипа при номинальной частоте вращения, которая находится по формуле:

$$\omega = \frac{\pi n}{30}.$$

Ускорение поршня находится по формуле:

$$j = \omega^2 R (\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi).$$

Значения кинематических параметров, вычисленные для первого шага по углу поворота коленчатого вала  $\Delta\varphi$ , приводятся в тексте, а остальные значения в таблице 1.

*Таблица 1*

$\varphi, {}^\circ$	$S, \text{мм}$	$v,$	$j, \text{м/с}^2$
0	0,00	0,00	3384,29
10	1,44	3,11	3300,41
...			
360	0,00	0,00	0,00

По данным таблицы выполняются графики, как показано на рисунках 2, 3 и 4.

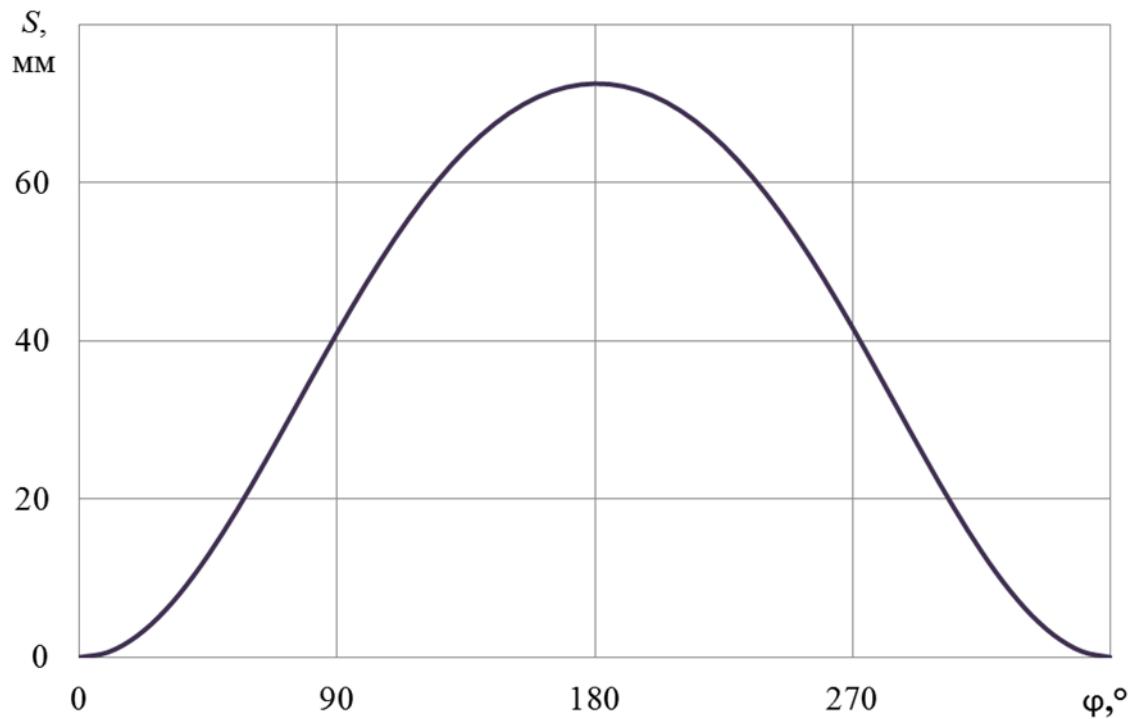


Рисунок 2 – График перемещения поршня

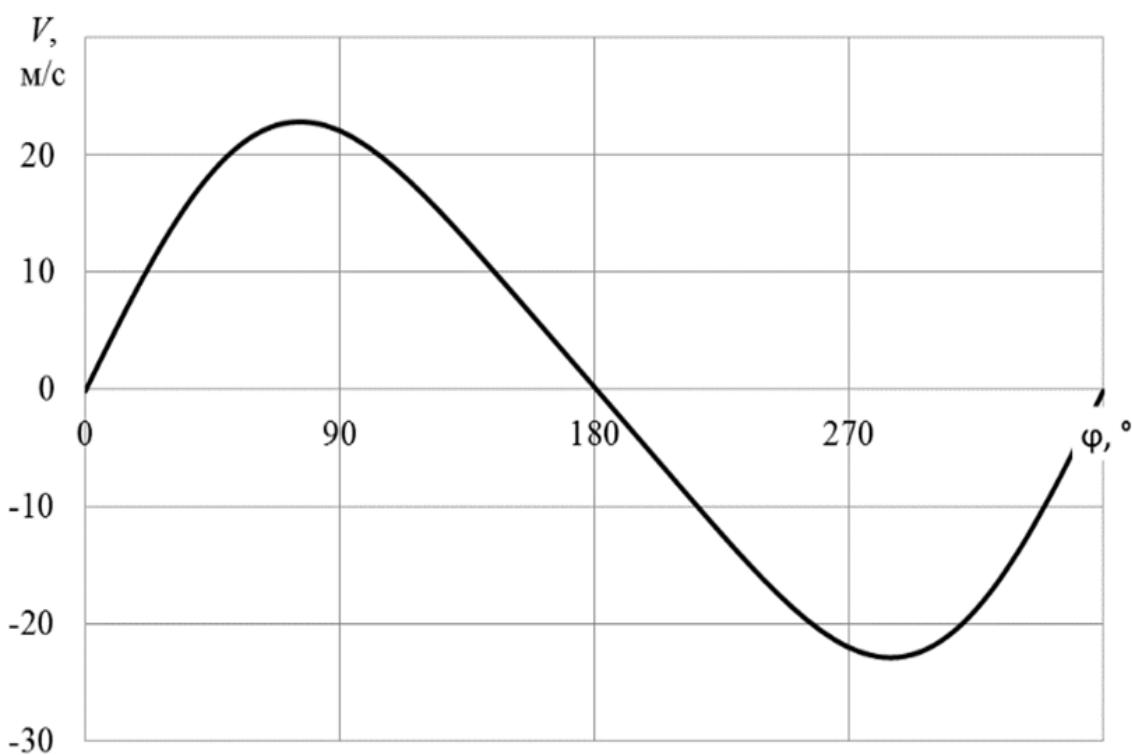


Рисунок 3 – График скорости поршня

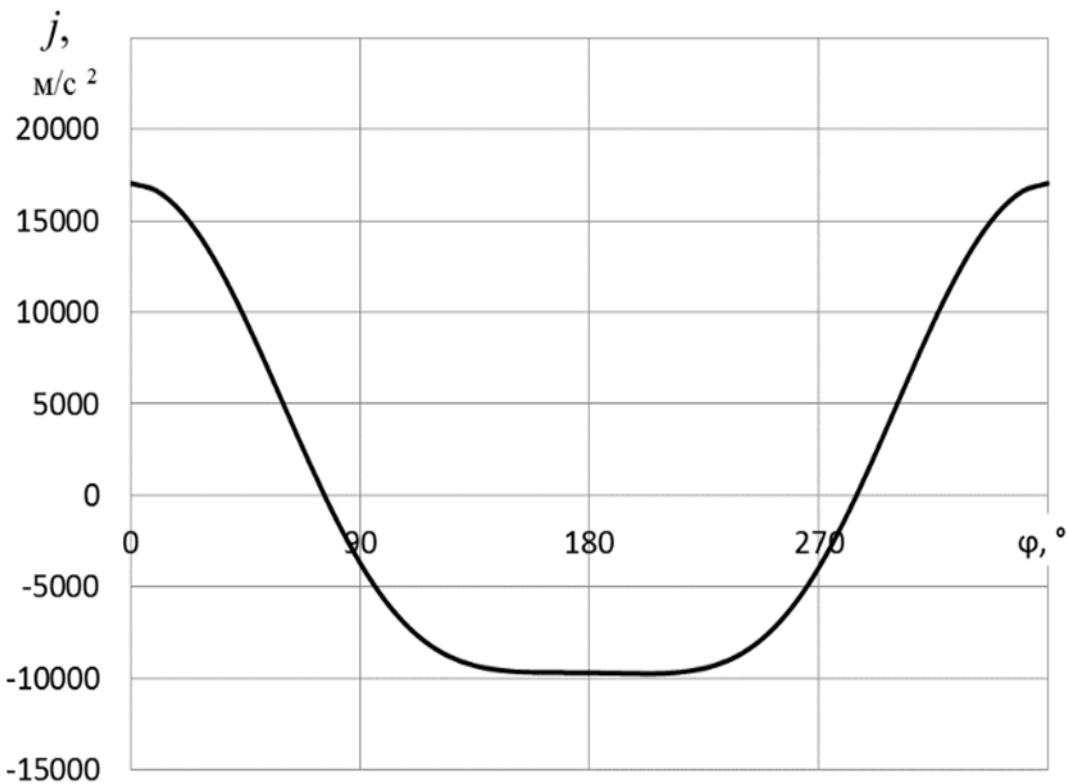


Рисунок 4 – График ускорения поршня

## 2. Динамический расчет КШМ

### 2.1. Динамическая расчетная схема КШМ

Расчет динамики КШМ необходимо начинать с выбора масс элементов расчетной схемы. При этом значения  $m_k$ ,  $m_{ш}$ ,  $m_{п}$  принимают по данным прототипов или же рассчитывают по чертежам. Для приближенного определения значений  $m_k$ ,  $m_{ш}$ ,  $m_{п}$  можно использовать статистические данные по приведенным параметрам КШМ современных автотракторных двигателей, представленных в работе [9] в виде конструктивных относительных масс  $m' = m/F_p$ , где  $m$  – масса соответствующего элемента КШМ;  $F_p$  – площадь поршня. При определении масс по таблице 2 следует учитывать, что большие значения  $m'$  соответствуют двигателям с большим диаметром цилиндра. Уменьшение  $S/D$  снижает  $m'_{ш}$ ,  $m'_{п}$ . V-образным двигателям с двумя шатунами на шатунной шейке коленчатого вала соответствуют большие значения конструктивных

масс искомых параметров  $m'_k$ . Рекомендуется при определении конструктивных масс КШМ по таблице 2 воспользоваться методом линейной интерполяции данных.

Таблица 2

Элементы КШМ	Конструктивные массы, кг/м <sup>2</sup>			
	Искровые двигатели ( $D = 60 \div 100$ мм)	Дизельные двигатели ( $D = 80 \div 120$ мм)		
Поршневая группа ( $m'_p = m_p/F_p$ ):				
поршень из алюминиевого сплава	80÷150	150÷300		
чугунный поршень	150÷250	250÷400		
Шатун ( $m'_w = m_w/F_w$ )	$n < 3000(4500)$ об/мин $n > 3000(4500)$ об/мин	$(1,35 \div 1,45) D$ $(1,7 \div 2) D$	$(2,1 \div 2,25) D$ $(1,6 \div 1,9) D$	
Неуравновешенные части одного колена вала без противовесов ( $m'_k = m_k/F_k$ ):				
стальной кованый вал со сплошными шейками	150÷200	200÷400		
чугунный литой вал с полыми шейками	100÷200	150÷300		
Отношение $l_{ш.к.}/l_ш$	линейные	$n < 3000$ об/мин $n > 3000$ об/мин	$0,26 \div 0,28$ $0,28 \div 0,30$	$0,26 \div 0,30$ $0,30 \div 0,34$
	V-образные	$n < 3000$ об/мин $n > 3000$ об/мин	$0,28 \div 0,30$	$0,22 \div 0,23$

Далее вычисляются силы, действующие на элементы КШМ. Схема сил действующих в кривошипно-шатунном механизме дана на рисунке 5.

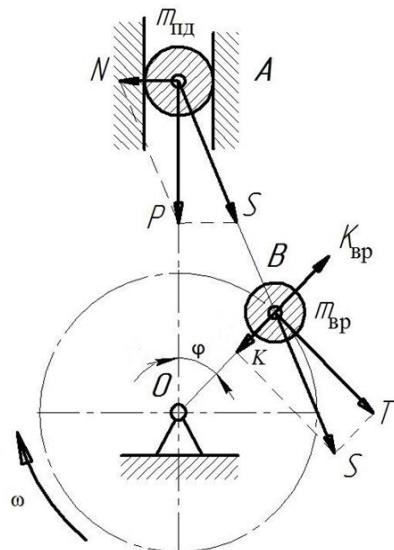


Рисунок 5 – Силы, действующие в КШМ

## 2.2 Динамический расчет КШМ

Определяем силы и моменты, действующие на детали КШМ:  
силы давления газов на поршень  $P_{\Gamma}$ :

$$P_{\Gamma} = (p_{\Gamma} - p_0)F_{\Pi};$$

сила инерции  $P_j$  от возвратно-поступательно движущихся масс:

$$P_j = P_{jI} + P_{jII} = -(m_j R \omega^2 \cos\varphi + m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\varphi);$$

центробежная сила инерции вращающихся масс  $K_R$ :

$$K_R = -m_R R \omega^2;$$

центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна  $K_{R\text{ш}}$ :

$$K_{R\text{ш}} = -m_{\text{ш.к}} R \omega^2;$$

центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипа  $K_{R\text{к}}$ :

$$K_{R\text{к}} = -m_{\text{к}} R \omega^2;$$

суммарная сила, действующая по оси поршневого пальца  $P_{\Sigma}$ :

$$P_{\Sigma} = P_{\Gamma} + P_j;$$

сила  $N$ , действующая перпендикулярно оси цилиндра:

$$N = P_{\Sigma} \operatorname{tg}\beta;$$

сила  $S$ , действующая вдоль шатуна:

$$S = \frac{P_{\Sigma}}{\cos\beta};$$

сила  $K$ , направленная по радиусу кривошипа:

$$K = \frac{P_{\Sigma} \cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta};$$

тангенциальная сила  $T$ , направленная по касательной к окружности радиуса кривошипа:

$$T = \frac{P_{\Sigma} \sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta};$$

крутящий момент  $M_{\text{кр}}$  одного цилиндра:

$$M_{\text{кр}} = TR.$$

Пример оформления таблиц сил  $P_{\Gamma}$ ,  $P_j$ ,  $P_{\Sigma}$ ,  $N$ ,  $S$ ,  $K$ ,  $T$  и  $M_{kp}$  для углов  $\varphi = 0 \div 720^\circ$  с шагом  $\Delta\varphi = 10^\circ$  приведен в таблице 3, а пример графиков вычисленных сил на рисунках 6, 7, 8 и 9.

Таблица 3

$\varphi, ^\circ$	$p_{\Gamma}, \text{МПа}$	$P_{\Gamma}, \text{kH}$	$P_j, \text{kH}$	$P_{\Sigma}, \text{kH}$	$N, \text{kH}$	$S, \text{kH}$	$K, \text{kH}$	$T, \text{kH}$	$M_{kp}, \text{kH}\cdot\text{м}$
0	0,2	1,8	-24,9	-22,2	0,0	-22,2	-22,2	0,0	0,0
10	0,2	1,8	-23,5	-21,6	-0,9	-21,6	-21,1	-4,6	-0,3
---									
---									
---									
710	0,2	1,6	-23,5	-21,8	0,9	-21,8	-21,3	4,7	0,3
720	0,2	1,8	-24,9	-22,2	0,0	-22,2	-22,2	0,0	0,0

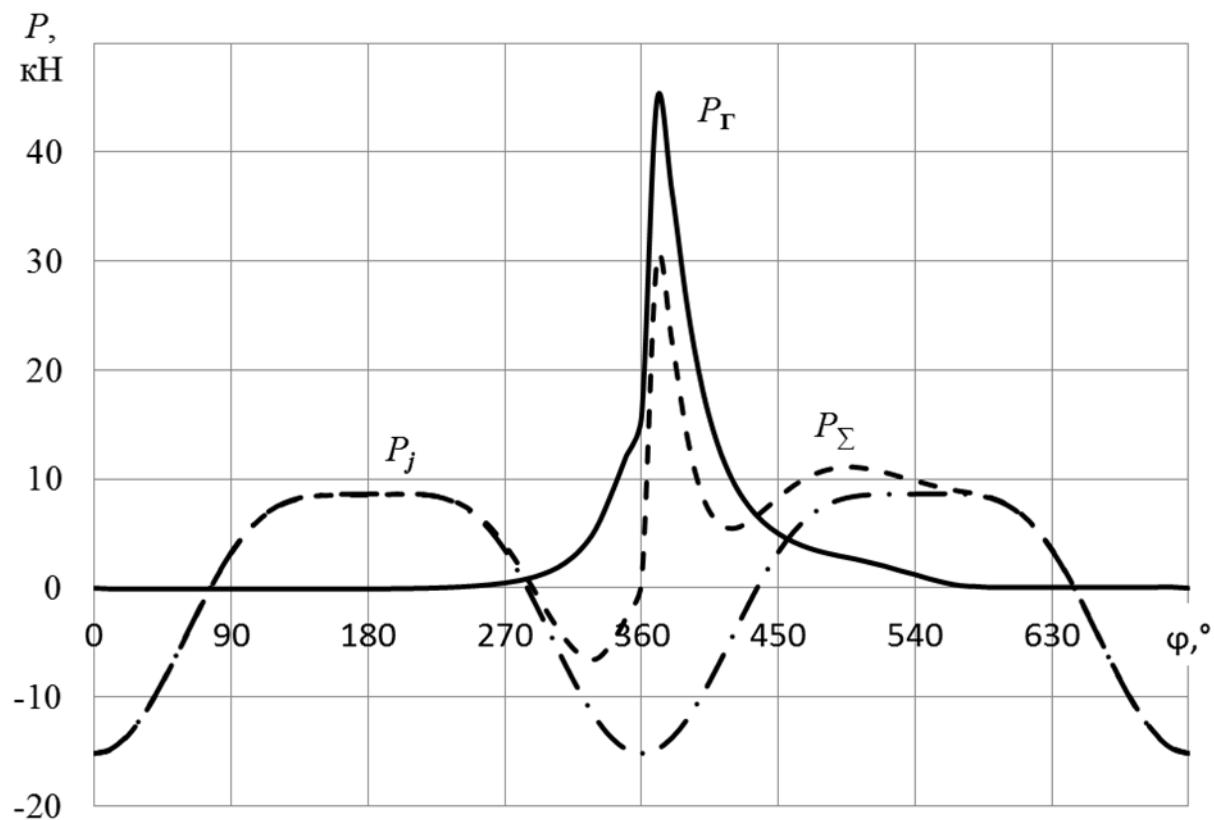


Рисунок 6 – Графики сил  $P_{\Gamma}$ ,  $P_j$ ,  $P_{\Sigma}$

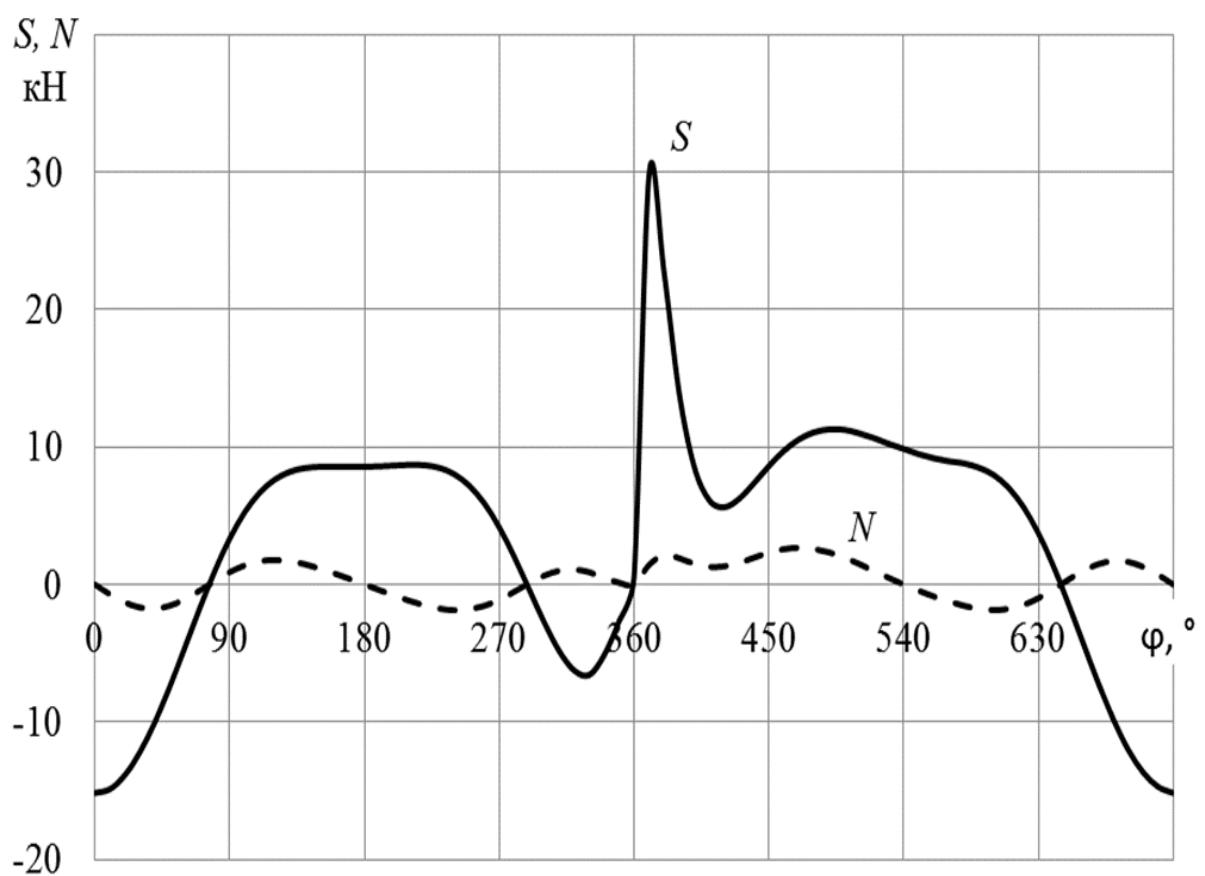


Рисунок 7 – Графики сил  $N, S$

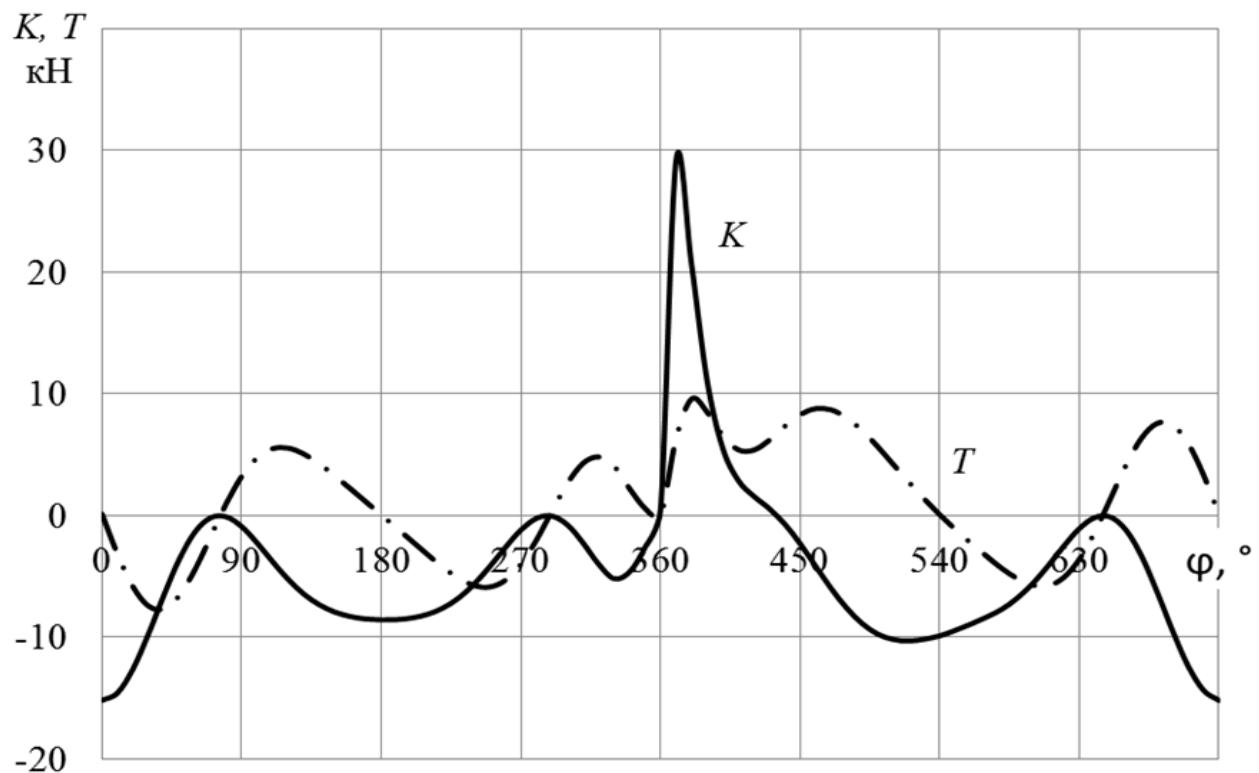


Рисунок 8 – График сил  $K, T$

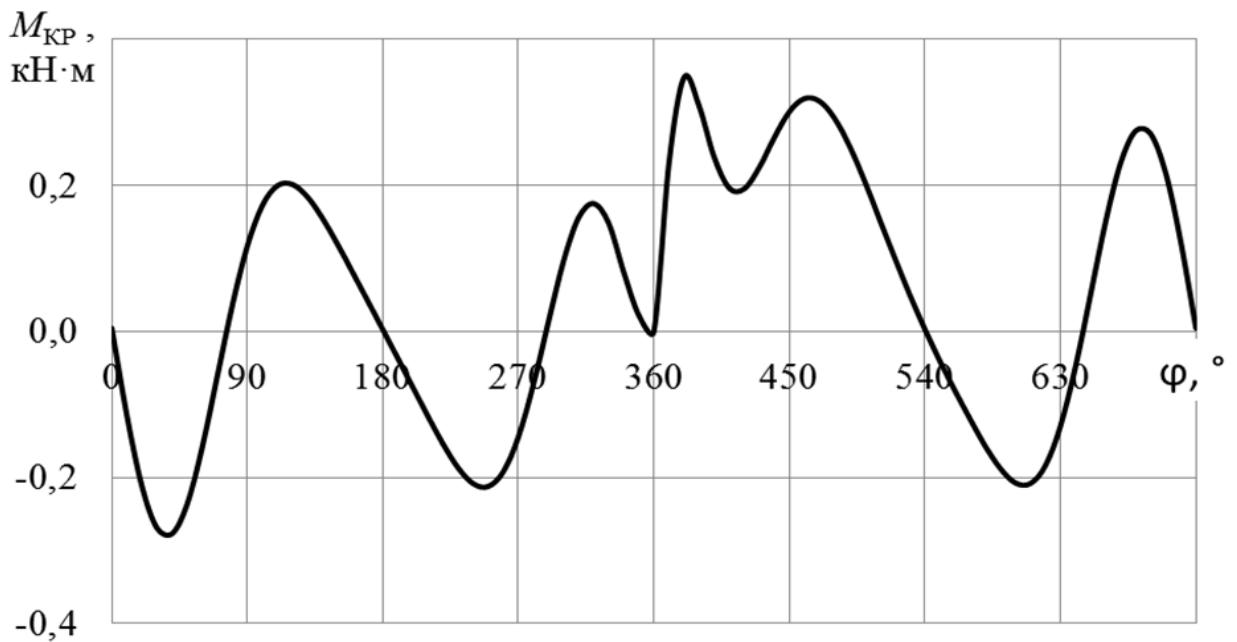


Рисунок 9 – График крутящего момента  $M_{\text{кр}}$

### 2.3 Набегающие моменты

Определение суммарного крутящего момента  $M_{\text{кр.сумм.}}$  многоцилиндрового двигателя сводится к суммированию крутящих моментов от всех цилиндров с учетом чередования вспышек. Так как величины и характер изменения крутящего момента по углу поворота коленчатого вала одинаковы и отличаются лишь угловыми интервалами, равными угловым интервалам между вспышками в отдельных цилиндрах, то для подсчета суммарного крутящего момента достаточно иметь значения крутящего момента одного цилиндра.

Порядок работы цилиндров двигателя задается из условия обеспечения равномерного чередования вспышек. Период изменения крутящего момента четырехтактного двигателя с равными интервалами между вспышками определяется как:

$$\theta = \frac{720\tau}{i}.$$

Набегающие моменты, действующие на коренные шейки (рисунок 10), определяются путем суммирования значений крутящих моментов цилиндров двигателя табличным методом. При большом числе цилиндров таблицу удоб-

но располагать в виде альбомной ориентации. При этом необходимо указывать угловое положение каждого кривошипа.

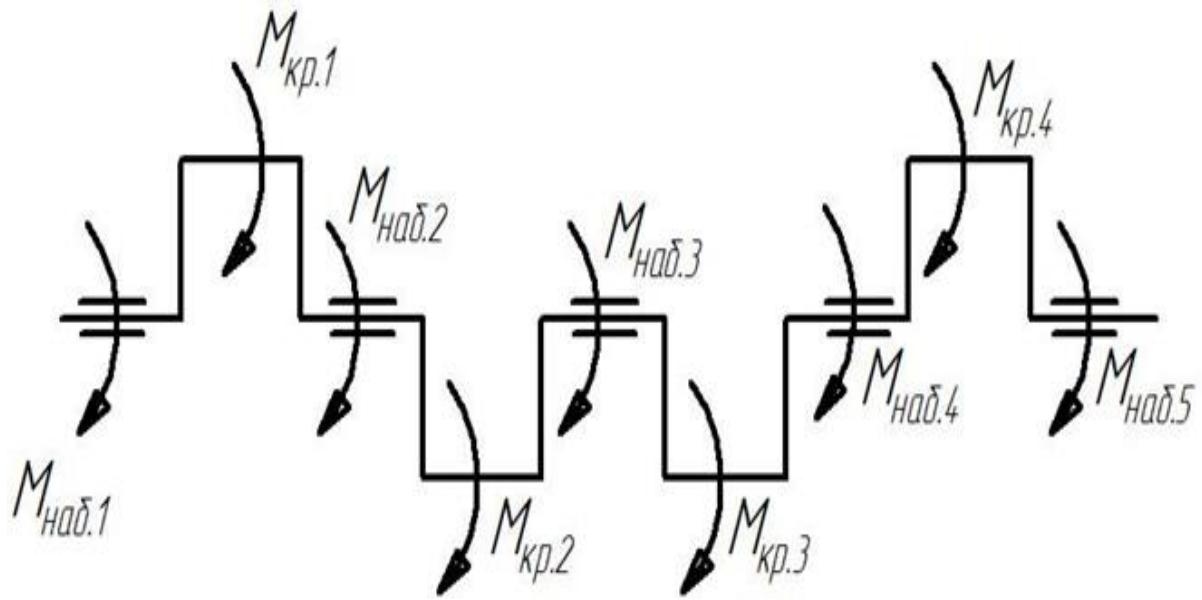


Рисунок 10 – Схема набегающих моментов  $M_{наб}$

Пример для двигателя компоновочной схемы R4 приведен в таблице 4, а графики набегающих моментов на рисунках 11-14. Результирующая кривая показывает изменение суммарного индикаторного крутящего момента двигателя в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

Таблица 4

$\varphi_1, ^\circ$	$M_{кр1},$ кН·м	$\varphi_2, ^\circ$	$M_{кр2},$ кН·м	$M_{наб3},$ кН·м	$\varphi_3, ^\circ$	$M_{кр3},$ кН·м	$M_{наб4},$ кН·м	$\varphi_4, ^\circ$	$M_{кр4},$ кН·м	$M_{наб5},$ кН·м
0	0,01	180	0,00	0,01	540	0,00	0,01	360	0,00	0,01
10	-0,15	190	-0,05	-0,19	550	-0,05	-0,25	370	0,23	-0,02
20	-0,27	200	-0,10	-0,37	560	-0,10	-0,47	380	0,33	-0,15
---										
---										
---										
700	0,28	160	0,11	0,38	520	0,12	0,51	340	0,13	0,64
710	0,16	170	0,05	0,21	530	0,06	0,27	350	0,04	0,32
720	0,01	180	0,00	0,01	540	0,00	0,01	360	0,00	0,01

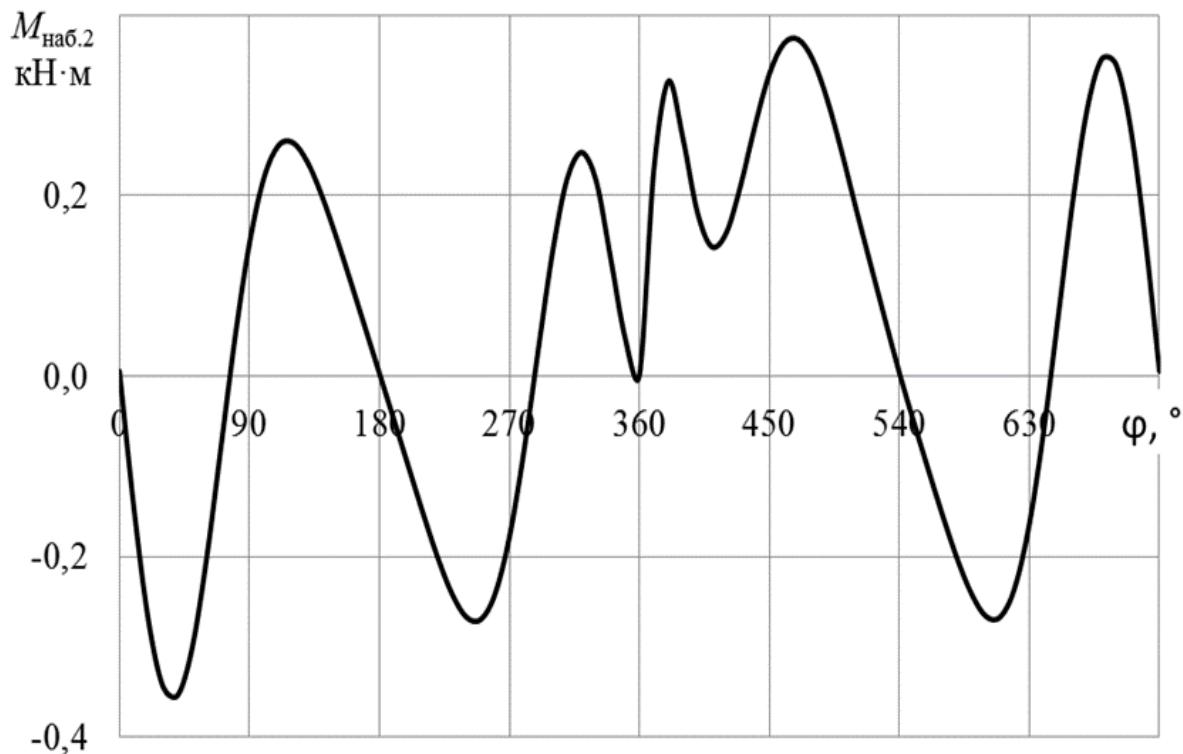


Рисунок 11 – График набегающего момента  $M_{\text{наб2}}$

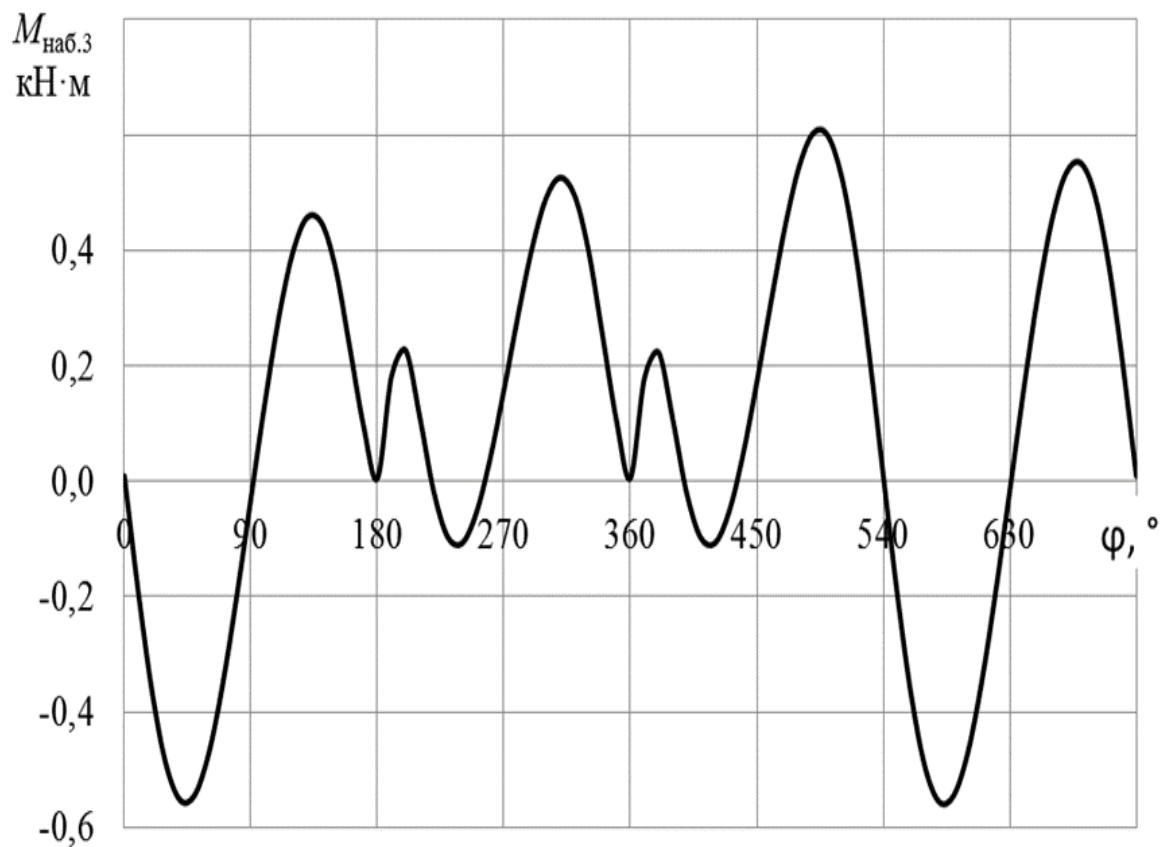


Рисунок 12 – График набегающего момента  $M_{\text{наб3}}$

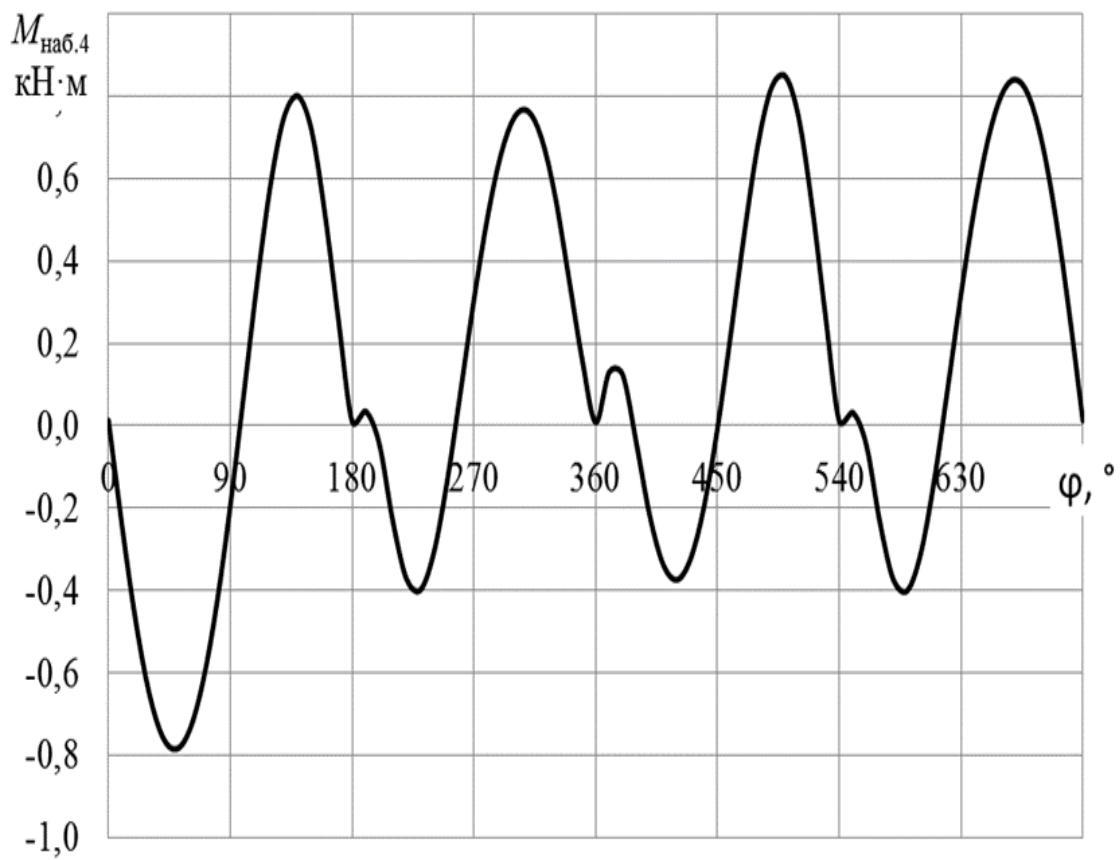


Рисунок 13 – График набегающего момента  $M_{\text{наб4}}$

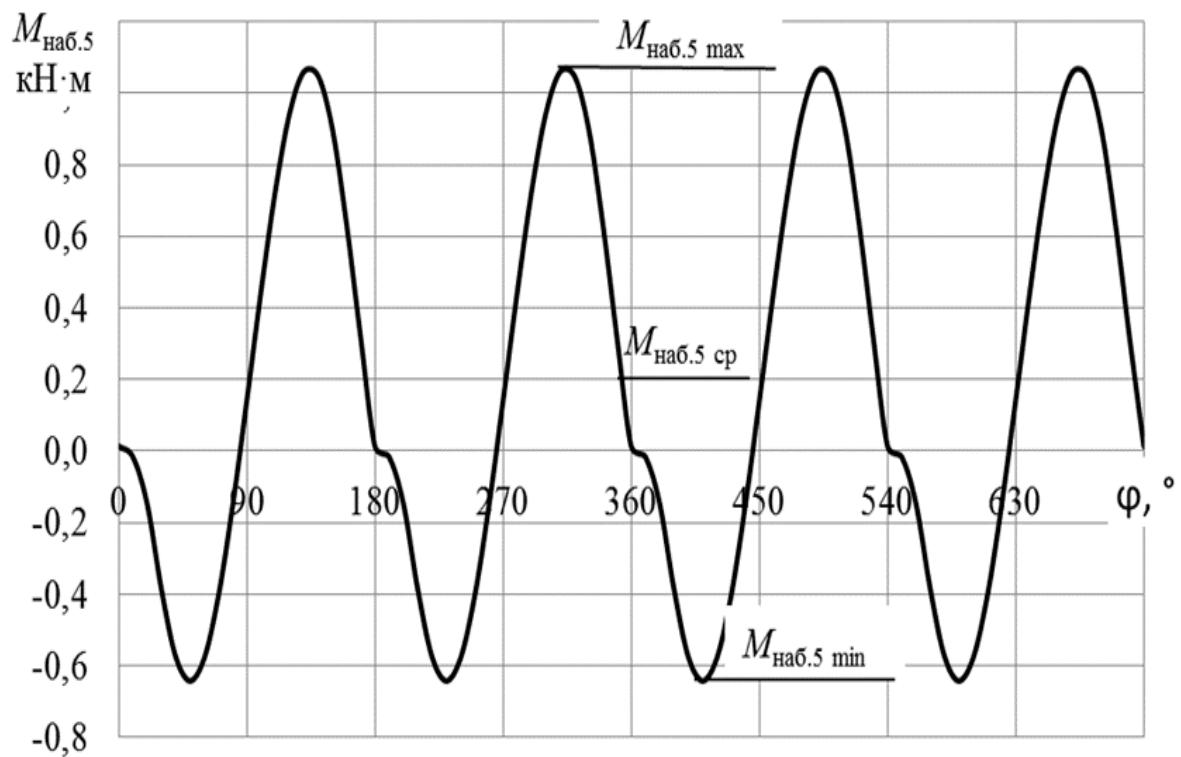


Рисунок 14 – График набегающего момента  $M_{\text{наб5}}$

Далее табличным методом находим набегающие моменты, действующие на коренные шейки двигателя:

$$M_{\text{наб}1} = 0;$$

$$M_{\text{наб}2} = M_{\text{кр}1};$$

$$M_{\text{наб}3} = M_{\text{наб}2} + M_{\text{кр}2} = M_{\text{кр}1} + M_{\text{кр}2};$$

$$M_{\text{наб}4} = M_{\text{наб}3} + M_{\text{кр}3} = M_{\text{кр}1} + M_{\text{кр}2} + M_{\text{кр}3};$$

$$M_{\text{наб}5} = M_{\text{наб}4} + M_{\text{кр}4} = M_{\text{кр}1} + M_{\text{кр}2} + M_{\text{кр}3} + M_{\text{кр}4}.$$

Коэффициент неравномерности крутящего момента вычисляется как:

$$\kappa_M = \frac{M_{\text{кр. max}} - M_{\text{кр. min}}}{M_{\text{кр.ср}}}.$$

Эффективный крутящий момент двигателя в  $\text{kH}\cdot\text{м}$  определяется как:

$$M_e = M_{\text{кр.ср}} \cdot \eta_m,$$

где  $\eta_m$  – механический КПД двигателя (из теплового расчета).

Полученное значение  $M_e$  не должно отличаться более чем на 5% от значения, рассчитанного в тепловом расчете.

#### 2.4 Силы, действующие на шатунную шейку

Согласно схеме, приведенной на рисунке 15, определяется суммарная сила  $K_{\Sigma\text{шш}}$ , действующая на шатунную шейку по радиусу кривошипа:

$$K_{\Sigma\text{шш}} = K + K_{R_{\text{шш}}}.$$

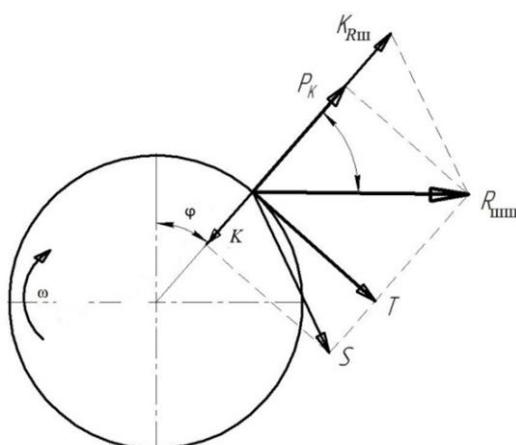


Рисунок 15 – Силы, действующие на шатунную шейку

Результирующая сила  $R_{\text{ш.ш}}$ , действующая на шатунную шейку, подсчитывается по формуле:

$$R_{\text{ш.ш}} = \sqrt{(T^2 + K_{\Sigma\text{ш.ш}}^2)}.$$

Значения силы  $R_{\text{ш.ш}}$  вычисляются с шагом  $\Delta\varphi$  и заносятся в таблицу 5. При схеме коленчатого вала с двумя шатунами на шатунной шейке необходимо составить таблицу и для второго шатуна и силу  $R_{\text{ш.ш}}$  определить как равнодействующую сил от двух шатунов с учетом порядка работы цилиндров.

Таблица 5

$\varphi, {}^\circ$	$T, \text{kH}$	$K, \text{kH}$	$K_{\Sigma\text{ш.ш}}, \text{kH}$	$R_{\text{ш.ш}}, \text{kH}$
0	0,13	-15,17	-7,24	22,41
10	-3,16	-14,56	-7,24	22,02
...				
...				
710	3,37	-14,34	-7,24	21,83
720	0,13	-15,17	-7,24	22,41

По значениям этих сил строятся полярная и развернутая диаграммы сил, действующих на шатунную шейку (рисунки 16 и 17). На полярной диаграмме необходимо указать точки для значений углов  $\varphi = 0^\circ, 90^\circ, 180^\circ, \dots, 630^\circ$ .

По развернутой диаграмме  $R_{\text{ш.ш}}$  определяем:

$$R_{\text{ш.ш.ср}} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N R_{i\text{ш.ш}}.$$

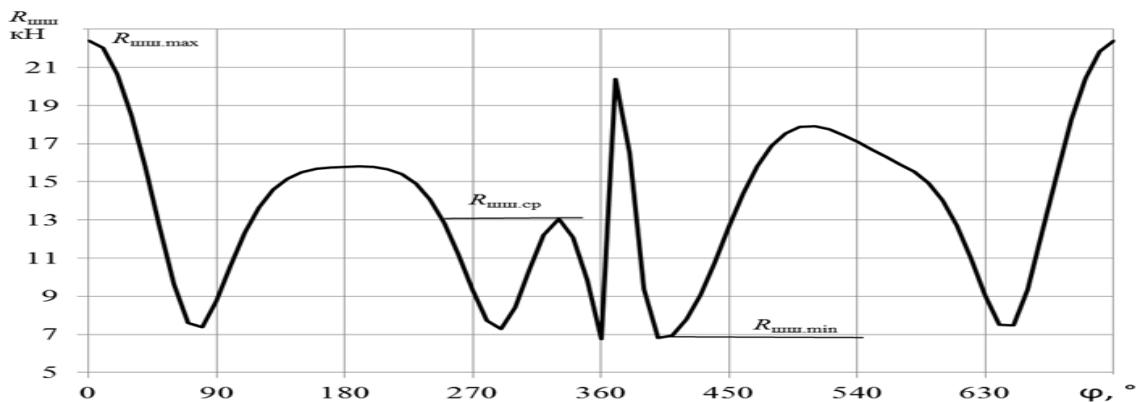


Рисунок 16 – Развернутая диаграмма сил, действующих на шатунную шейку

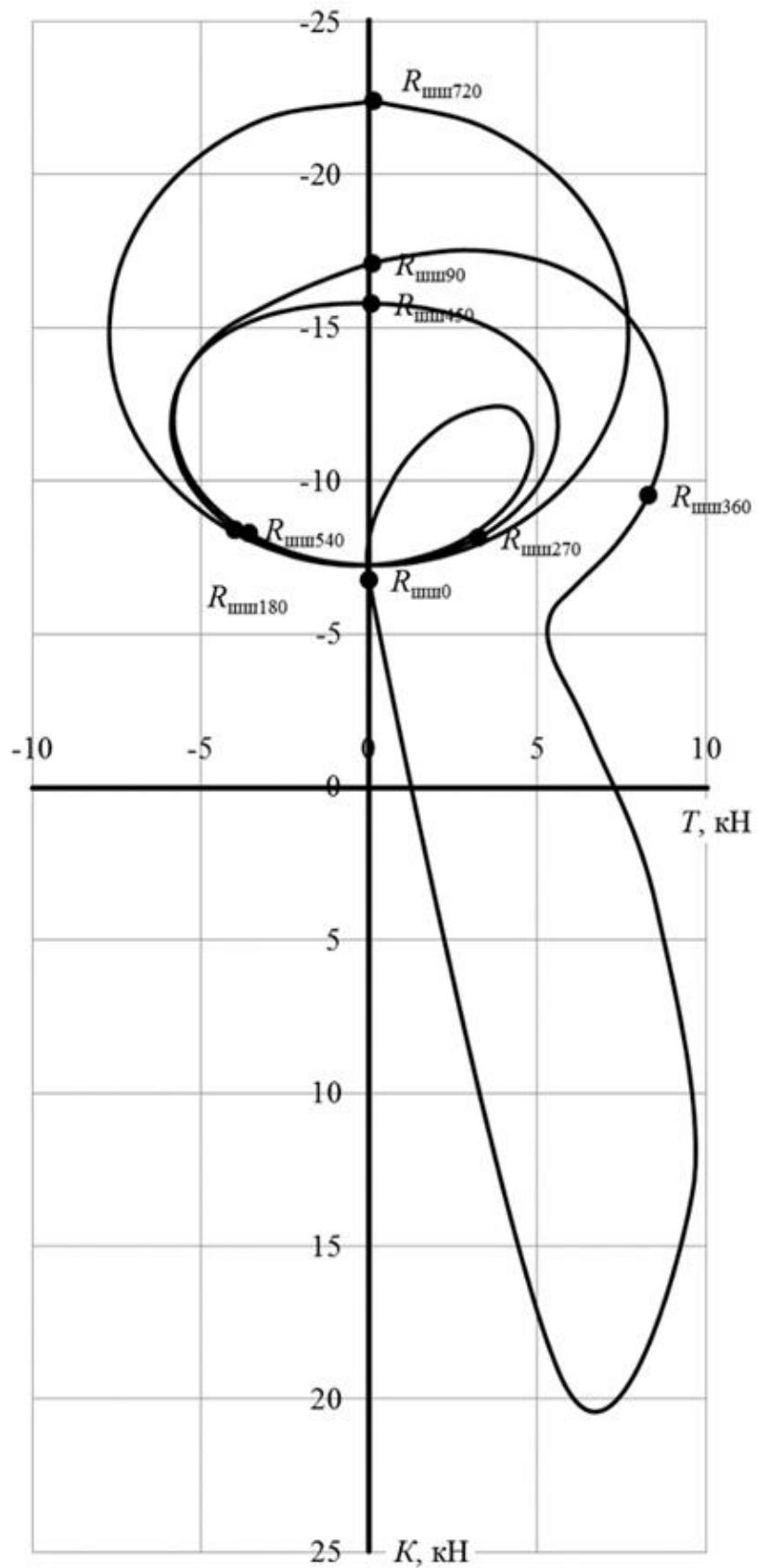


Рисунок 17 – Полярная диаграмма сил, действующих на шатунную шейку

Далее используя полярную диаграмму, строят диаграмму износа шатунной шейки. Для построения диаграммы износа необходимо принять несколько допущений: износ пропорционален величине силы  $R_{шш}$ ; износ от единичной силы равномерен в пределах сектора  $\pm 60^\circ$ .

Построение диаграммы износа ведется поэтапно:

- строится контур шатунной шейки;
- с полярной диаграммы параллельно переносят силы, приложив их к поверхности шатунной шейки;
- разбивают контур шатунной шейки на секторы с шагом  $30^\circ$ ;
- определяют равнодействующую (сумму) сил  $R_{шш\Sigma}$ , находящихся в пределах сектора  $\pm 60^\circ$  от рассматриваемого в данный момент луча;
- далее рассматривают все лучи;
- на контуре шейки откладывают износ пропорционально величине  $R_{шш\Sigma}$ .

Для определения суммы сил  $R_{шши_i}$ , действующих по каждому лучу диаграммы износа (от 1-го до 12-го), строится таблица, в которую заносятся значения всех сил попадающих в интересующую область. Для облегчения заполнения таблицы 6 вычисляется угол  $\psi$  по формуле:

$$\psi = \tan^{-1} \left( \frac{T}{K_{шш}} \right).$$

Таблица 6

$\phi, ^\circ$	$\psi, ^\circ$	I	II	III	...	...	X	XI	XII
1	2	3	4	5			12	13	14
0	-0,32	0	0	0			0,00	0,00	0,00
10	8,26	0	0	0			0,00	0,00	0,00
---									
---									
---									
710	-8,87	0	0	0			0,00	0,00	0,00
720	-0,32	0	0	0			0,00	0,00	0,00
	$\Sigma R_{шш}, \text{kH}$	36,87	20,39	0,00			122,38	53,04	46,24

Строится диаграмма износа шатунной шейки (рисунок 18) с указанием положения отверстия для масляного канала в наименее нагруженном месте.

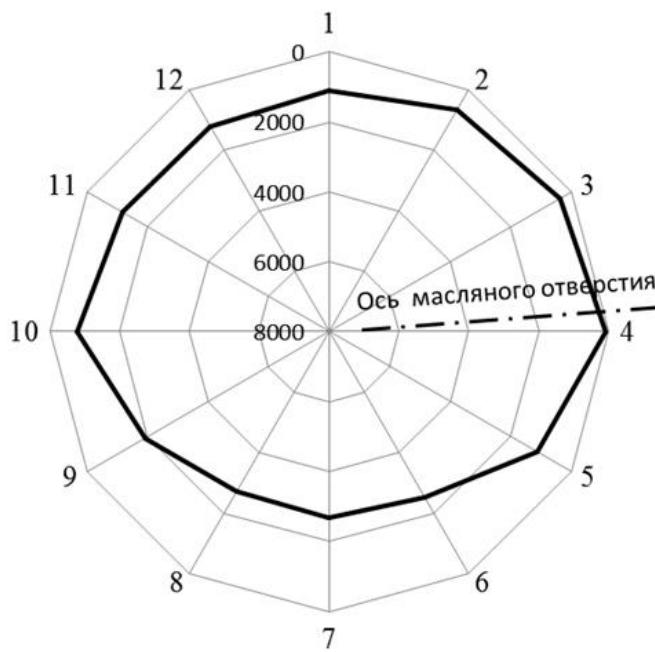


Рисунок 18 – Диаграмма износа шатунной шейки

## 2.5 Силы, действующие на колено вала

Силы, передающиеся последовательно по коленчатому валу, определяются с учетом порядка работы цилиндров и угла интервала между вспышками. Для построения полярной диаграммы и диаграммы износа коренной шейки требуется определить самую нагруженную шейку. С этой целью вычисляются силы  $R_{\text{кш}}$ , действующие на коренную шейку, при поворотах коленчатого вала с шагом  $\Delta\phi$  для 3-х коренных шеек (номера шеек выбираются по указанию руководителя ВКР), определяются силы  $R_{\text{кш,ср}}$ ,  $R_{\text{кш,min}}$ ,  $R_{\text{кш,max}}$  и выбирается наиболее нагруженная шейка.

Пример расчетной схемы (рисунок 19) для второй коренной шейки двигателя V8 и формулы для ее расчета приведены ниже.

Сила  $R_{2\text{кш}}$  второй коренной шейки:

$$K_{\text{вр } 2\text{k}} = K_{\text{врk}} + K_{\text{вр2}} + K_{\text{вр6}} = K_{\text{вр1k}} = K_{\text{вр3k}} = K_{\text{вр4k}} = K_{\text{вр}};$$

$$T_{2\text{k}\Sigma} = T_{\text{сум1ши}} - K_{\text{сум2ши}} - K_{\text{вр}};$$

$$K_{2\text{k}\Sigma} = K_{\text{сум1ши}} + K_{\text{вр}};$$

$$R_{2\text{кш}} = \sqrt{T_{2\kappa}^2 + K_{2\kappa}^2};$$

$$\theta_{2\kappa} = \tan^{-1} \frac{K_{2\kappa\Sigma}}{T_{2\kappa\Sigma}};$$

$$T_{2\kappa} = -0,5 \cdot T_{2\kappa\Sigma}; \quad K_{2\kappa} = -0,5 \cdot K_{2\kappa\Sigma};$$

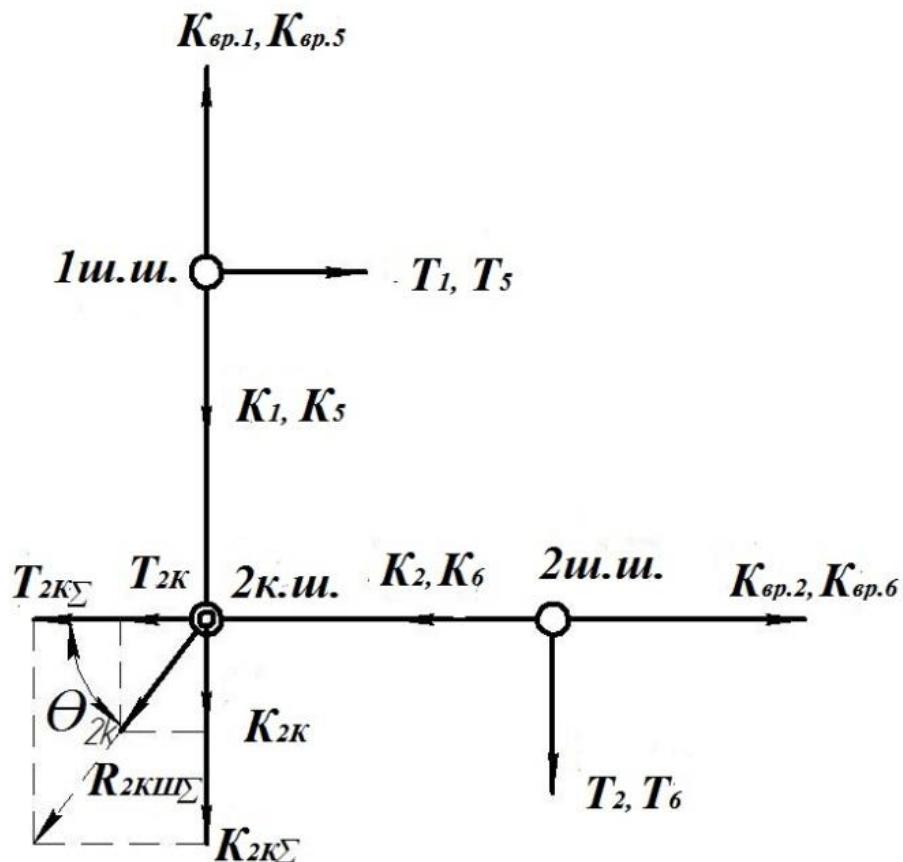


Рисунок 19 – Схема сил, действующих на вторую коренную шейку двигателя V8

Остальные значения для второй коренной шейки приведены в таблице 7.

Таблица 7

$\phi, {}^\circ$	$T_{2\kappa\Sigma}, \text{kH}$	$K_{2\kappa\Sigma},$	$R_{2\kappa\text{ш}}, \text{kH}$	$\theta_{2\kappa}, {}^\circ$	$T_{2\kappa}, \text{kH}$	$K_{2\kappa}, \text{kH}$
0	55,8	-65,7	43,1	-49,7	-27,9	32,8
10	51,74	-62,8	40,7	-50,5	-25,9	31,4
...						
...						
710	60,2	-65,1	44,4	-47,2	-30,1	32,6
720	55,8	-65,7	43,1	-49,7	-27,9	32,8

Аналогичные вычисления проводятся еще для двух коренных шеек. Полученные значения  $R_{\text{кш.ср}}$ ,  $R_{\text{кш.мин}}$ ,  $R_{\text{кш.макс}}$  для всех коренных шеек, а также максимальные, средние и минимальные значения набегающих моментов заносятся в таблицу 8, после чего проводится анализ полученных результатов.

Таблица 8

Моменты, силы	2 кш	3 кш	4 кш
$M_{\text{наб ср}}$ , кН·м	0,681	1,382	2,059
$\Delta M_{\text{наб}}$ , кН·м	4,638	5,602	5,178
$M_{\text{набmin}}$ , кН·м	-1,530	-2,319	-1,548
$R_{i\text{кш}\Sigma \text{ср}}$ , кН	45,684	38,179	45,684
$R_{i\text{кш}\Sigma \text{макс}}$ , кН	89,068	111,157	89,068
$R_{i\text{кш}\Sigma \text{мин}}$ , кН	4,762	2,681	4,762

В соответствии с полученными результатами выбирается наиболее нагруженная коренная шейка. Полярная и развернутая диаграммы сил, действующих на выбранную коренную шейку, строятся аналогично диаграмме сил, действующих на шатунную шейку.

## 2.6 Уравновешивание двигателя

Оценка уравновешенности начинается после определения схемы сил и моментов, действующих на двигатель и вызывающих его неуравновешенность. Необходимо указать точки приложения и направления сил (пример: двигатель V8 – рисунок 20):

- сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс первого и второго порядка  $P_{j1}$  и  $P_{j2}$ , действующих в каждом цилиндре;
- силы инерции вращающихся масс  $K_R$  для каждого кривошипа;
- для V-образных двигателей необходимо указать сумму сил  $P_{j1}$  и  $P_{j2}$  левого и правого цилиндров  $R_I$  и  $R_{II}$  соответственно.

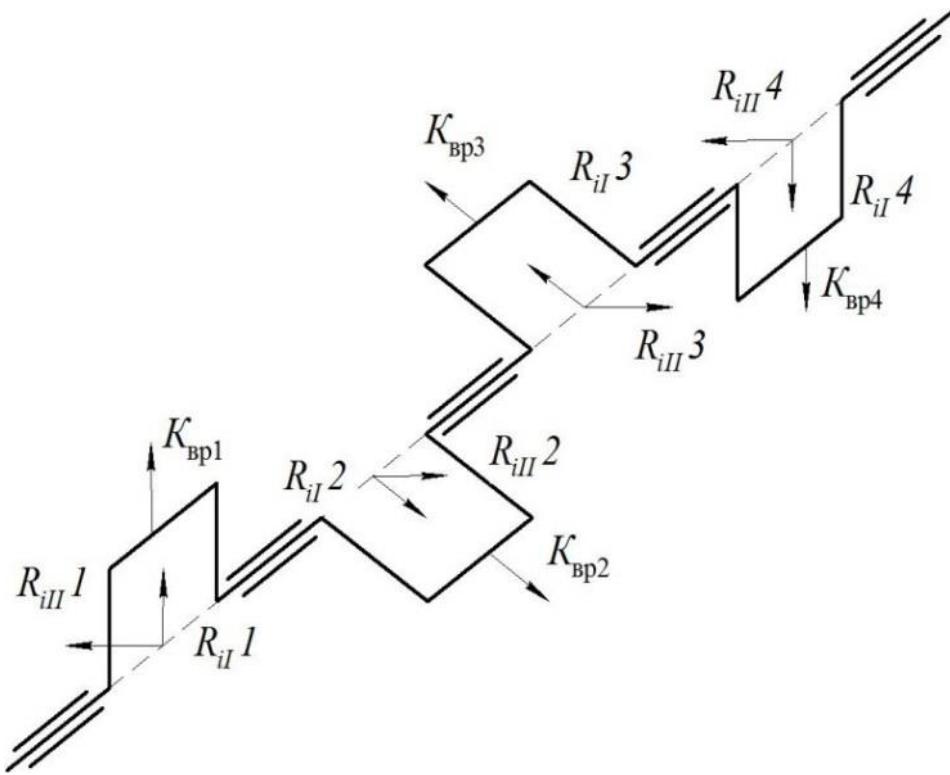


Рисунок 20 – Схема приложения сил инерции для двигателя V8

Силы, действующие на разных кривошипах, выражаются аналитически через угловые их положения. Для случая, приведенного на рисунке 20, уравнения записутся в виде:

$$\begin{aligned}
 \overline{R_{JI}}1 &= \overline{P_{JI}^1} + \overline{P_{JI}^5}; & \overline{R_{JII}}1 &= \overline{P_{JII}^1} + \overline{P_{JII}^5}; & K_{bp}1 &= K_{bp1} + K_{bp5}; \\
 \overline{R_{JI}}2 &= \overline{P_{JI}^2} + \overline{P_{JI}^6}; & \overline{R_{JII}}2 &= \overline{P_{JII}^2} + \overline{P_{JII}^6}; & K_{bp}2 &= K_{bp2} + K_{bp6}; \\
 \overline{R_{JI}}3 &= \overline{P_{JI}^3} + \overline{P_{JI}^7}; & \overline{R_{JII}}3 &= \overline{P_{JII}^3} + \overline{P_{JII}^7}; & K_{bp}3 &= K_{bp3} + K_{bp7}; \\
 \overline{R_{JI}}4 &= \overline{P_{JI}^4} + \overline{P_{JI}^8}; & \overline{R_{JII}}4 &= \overline{P_{JII}^4} + \overline{P_{JII}^8}; & K_{bp}4 &= K_{bp4} + K_{bp8}.
 \end{aligned}$$

Силы инерции первого порядка левого и правого цилиндров первого блока определяются как:

$$P_{JI}^\pi = c \cdot \cos\varphi; \quad P_{JII}^\pi = c \cdot \cos(90 - \varphi) = c \cdot \sin\varphi,$$

где  $c = m_{bp} R \omega^2$ .

Сумма сил инерции первого порядка:

$$R_{JI}^1 = c \cdot \sqrt{\cos^2\varphi + \sin^2\varphi} = c = R_{JII}^2 = R_{JI}^3 = R_{JII}^4.$$

В случае, когда угол развала  $\gamma = 90^\circ$  и  $\delta = 0^\circ$  – сумма сил инерции первого порядка левого и правого цилиндра имеют постоянную величину и всегда направлена по кривошипу. Поэтому её можно уравновесить путем установки противовесов.

Суммы сил инерции первого порядка и центробежные силы инерции уравновешены, так как равны и противоположны по направлению. На этом основании можно записать:

$$M_0(K_{\text{вр}1} + R_{jI}^1) = 1,5a \cdot (K_{\text{вр}} + R_{jI}) = M_0(K_{\text{вр}4} + R_{jI}^4);$$

$$M_0(K_{\text{вр}2} + R_{jI}^2) = 0,5a \cdot (K_{\text{вр}} + R_{jI}) = M_0(K_{\text{вр}3} + R_{jI}^3).$$

Неуравновешенный момент определяется как:

$$M_{\text{неур}} = \sqrt{[2 \cdot 1,5a(K_{\text{вр}} + R_{jI})]^2 + [2 \cdot 0,5a(K_{\text{вр}} + R_{jI})]^2} = \sqrt{10}a \cdot (K_{\text{вр}} + R_{jI}).$$

Уравновешивание момента  $M_{\text{неур}}$  осуществляется установкой двух противовесов (рисунок 21) на концах коленчатого вала в плоскости действия моментов, то есть под углом  $18^\circ 26'$ .

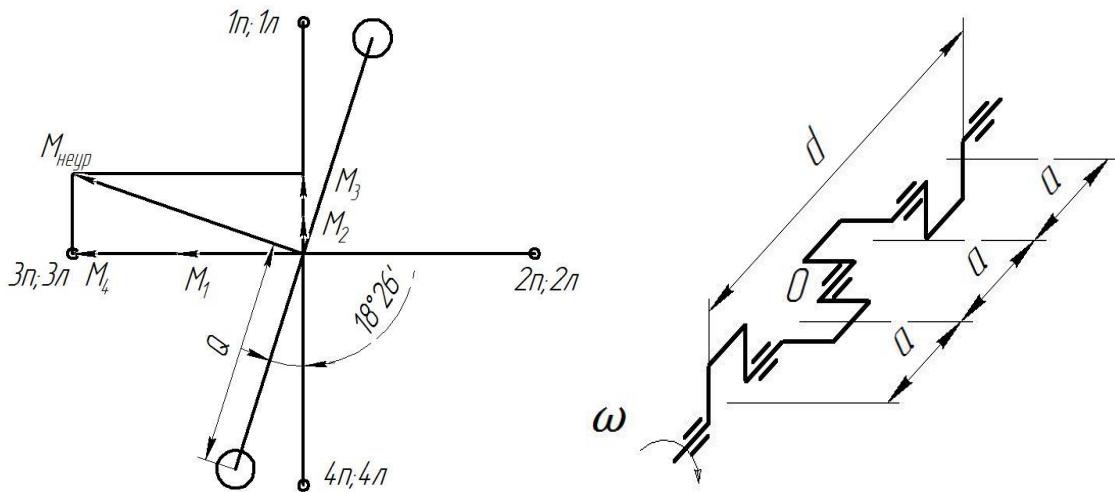


Рисунок 21 – Схема установки противовесов двигателя V8

Масса каждого общего противовеса, установленного на конце вала, кг:

$$m_{\text{пп}} = \frac{\sqrt{10} \cdot aR(m_{\text{вр}} + m_{\text{вп}})}{\rho d},$$

где  $a$  – расстояние между центрами шатунных шеек,  $\rho$  – расстояние от центра масс общего противовеса до оси коленчатого вала,  $d$  – расстояние между центрами масс противовесов.

Силы инерции второго порядка левого и правого цилиндров первого блока записываются как:

$$P_{jII}^{\pi} = c\lambda \cdot \cos 2\varphi;$$

$$P_{jII}^{\pi} = c\lambda \cdot \cos 2(90 - \varphi) = c\lambda \cdot \cos 2\varphi;$$

Суммы сил инерции второго порядка:

$$R_{jII}^1 = c\lambda \sqrt{\cos^2 2\varphi + \cos^2 2\varphi} = \sqrt{2}c\lambda \cos 2\varphi;$$

$$R_{jII}^2 = \sqrt{2}c\lambda \cos 2(\varphi + 90) = -\sqrt{2}c\lambda \cos 2\varphi;$$

$$R_{jII}^3 = \sqrt{2}c\lambda \cos 2(\varphi + 270) = -\sqrt{2}c\lambda \cos 2\varphi;$$

$$R_{jII}^4 = \sqrt{2}c\lambda \cos 2(\varphi + 180) = \sqrt{2}c\lambda \cos 2\varphi.$$

Сумма инерции второго порядка левого и правого цилиндров имеет переменную величину, но всегда направлена под углом  $45^\circ$  к левому ряду цилиндров (горизонтально) и имеет положительные и отрицательные значения.

Суммы сил инерции второго порядка уравновешены:

$$\sum_i P_{jII}^i = \sum_i R_{jII}^i = \sqrt{2}c\lambda \cos 2\varphi - \sqrt{2}c\lambda \cos 2\varphi - \sqrt{2}c\lambda \cos 2\varphi + \sqrt{2}c\lambda \cos 2\varphi = 0.$$

Моменты от сил инерции второго порядка также уравновешены:

$$\begin{aligned} \sum_i M_0(P_{jII}^i) &= \sum_i M_0(R_{jII}^i) = 1,5a \sqrt{2}c\lambda \cos 2\varphi - 0,5a\sqrt{2}c\lambda \cos 2\varphi + \\ &+ 0,5a\sqrt{2}c\lambda \cos 2\varphi - 1,5a\sqrt{2}c\lambda \cos 2\varphi = 0. \end{aligned}$$

В случае невозможности уравновешивания какого-либо силового фактора дается обоснование выбранного решения.

## 2.7 Расчет маховика

Основное назначение маховика – обеспечение равномерности хода двигателя и создание необходимых условий для начала движения.

Для автомобильных двигателей, работающих обычно с неполной нагрузкой, характерен облегченный разгон машины, поэтому маховик автомобильного двигателя, как правило, имеет минимальные размеры.

Расчет маховика сводится к определению момента инерции  $J_m$  маховика, основных размеров, махового момента  $m_m D_{cp}^2$  и максимальной окружной скорости вращения. Можно принять, что момент инерции маховика вместе со сцеплением автомобильного двигателя составляет 80÷90% от момента инерции  $J_0$  двигателя (для тракторного двигателя – 75÷90%).

Момент инерции двигателя равен:

$$J_0 = \frac{L_{изб}}{\delta \omega^2},$$

где  $L_{изб}$  – избыточная работа крутящего момента;  $\delta$  – коэффициент неравномерности хода.

Можно принять коэффициент неравномерности хода равным:

- для автомобильных двигателей  $\delta = 0,01 \div 0,025$ ;
- для тракторных двигателей  $\delta = 0,003 \div 0,010$ .

Величина избыточной работы крутящего момента определяется графически по площади  $F$  графика суммарного крутящего момента (см. рисунок 14).

Избыточная работа крутящего момента равна:

$$L_{изб} = \sum_i \left( \frac{M_{kpi} + M_{kpi+1}}{2} - M_{cp} \right) \Delta \varphi.$$

Далее определяется момент инерции двигателя при номинальной частоте вращения. Средний диаметр маховика можно принять равным:

$$D_{cp} = (2 \div 3)S.$$

Момент инерции маховика определяется как:

$$J_m = (0,8 \div 0,9)J_0.$$

По формуле махового момента рассчитывается масса маховика как:

$$m_m = \frac{4J_m}{D_{cp}^2}.$$

Далее определяют диаметр маховика и окружную скорость. Диаметр маховика вычисляется как:

$$D_m = \frac{60v_m}{\pi n}.$$

Окружная скорость на внешнем ободе:

$$v_m = \frac{\pi D_m n}{60}.$$

По рекомендациям: для стального маховика  $v_m = 40 \div 45$  м/с; для чугунного маховика  $v_m = 25 \div 30$  м/с.

### 3 Пример динамического расчета дизельного двигателя

#### 3.1 Кинематика кривошипно-шатунного механизма

Задача кинематического расчета – нахождение перемещений, скоростей и ускорений в зависимости от угла поворота коленчатого вала. На основе кинематического расчета проводится динамический расчет и уравновешивание двигателя.

#### Исходные данные

- Компоновочная схема: R4
- Номинальная частота вращения коленчатого вала:  $n_N = 3800$  об/мин
- Диаметр цилиндра:  $D = 89$  мм
- Ход поршня:  $S = 98$  мм
- Радиус кривошипа:  $R = \frac{S}{2} = \frac{98}{2} = 49$  мм
- Безразмерный коэффициент КШМ:  $\lambda = \frac{R}{L_{ш}} = 0,3$ ,  
где  $L_{ш}$  – длина шатуна.  $L_{ш} = 163$  мм.

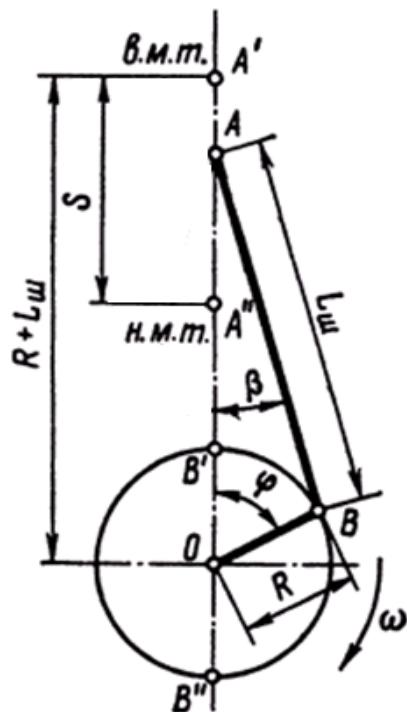


Рисунок 22 – Схема кривошипно-шатунного механизма

### 3.1.1 Расчет кинематических параметров

Перемещение поршня в зависимости от угла поворота кривошипа находится по формуле:

$$S = R \cdot \left[ (1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \varphi)) \right]$$

Далее все расчеты будем приводить для  $\varphi = 10^\circ$ , значение для других углов будем приводить в таблицах и графиках.

$$S = 49 \cdot \left[ (1 - \cos 10^\circ) + \frac{0,3}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot 10^\circ)) \right] = 0,966 \text{ мм.}$$

Скорость поршня вычисляется по формуле:

$$V = \omega \cdot R \cdot \left( \sin\varphi + \frac{\lambda}{4} \cdot \sin 2\varphi \right)$$

Где  $\omega$  – угловая скорость поршня при номинальных оборотах, находится по формуле:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = 3,14 \cdot \frac{3800}{30} = 397,73 \text{ рад/с}$$

$$V = 397,73 \cdot 0,049 \cdot \left( \sin 10^\circ + \frac{0,3}{4} \cdot \sin(2 \cdot 10^\circ) \right) = 4,384 \text{ м/с}$$

Ускорение поршня находится по формуле:

$$j = \omega^2 \cdot R \cdot (\cos\varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi)$$

$$j = 397,73^2 \cdot 0,049 \cdot (\cos 10^\circ + 0,3 \cdot \cos(2 \cdot 10^\circ)) = 9819 \text{ м/с}^2$$

Для углов  $\varphi = 0 \div 360^\circ$  (так как графики цикличны) с шагом  $\Delta\varphi = 10^\circ$  значения  $S$ ,  $V$  и  $j$  приведены в таблице 9 и рисунках 23, 24 и 25.

Зависимость хода поршня от угла поворота коленчатого вала необходима для определения положения поршня в цилиндре, что важно для оценки текущего значения давления на тактах сжатия и расширения. В процессе компоновки механизма газораспределения при положении поршня в ВМТ определяют возможность встречи днища поршня с головкой клапана. В днище поршня иногда выполняют выемки для того, чтобы поршень не соприкасался с клапанами.

Значение скорости поршня необходимо для расчета впускной системы. По средней скорости поршня определяют скорость воздушного потока в каналах впускной системы и потери давления в местных сопротивлениях, что необходимо для оценки величины давления свежего заряда в конце такта

впуска. Зависимость ускорения поршня от угла поворота коленчатого вала необходима для расчета сил инерции от поступательно движущихся масс.

Таблица 9

$\phi^\circ$	S, мм	V, м/с	j, $\text{м}^{-1}$	$\phi^\circ$	S, мм	V, м/с	j, $\text{м}^{-1}$
0	0	0	10077	180	98,000	0	-5426
10	0,966	4,384	9819	190	97,477	-2,384	-5448
20	3,815	8,545	9065	200	95,905	-4,787	-5503
30	8,402	12,276	7876	210	93,273	-7,213	-5550
40	14,501	15,406	6342	220	89,573	-9,648	-5534
50	21,817	17,808	4579	230	84,810	-12,05	-5386
60	30,013	19,410	2713	240	79,013	-14,36	-5038
70	38,731	20,193	870	250	72,249	-16,43	-4433
80	47,620	20,193	-839	260	64,637	-18,19	-3531
90	56,350	19,489	-2325	270	56,350	-19,48	-2325
100	64,637	18,193	-3531	280	47,620	-20,19	-839
110	72,249	16,435	-4433	290	38,731	-20,19	870
120	79,013	14,346	-5038	300	30,013	-19,41	2713
130	84,810	12,050	-5386	310	21,817	-17,80	4579
140	89,573	9,648	-5534	320	14,501	-15,46	6342
150	93,273	7,213	-5550	330	8,402	-12,27	7876
160	95,905	4,787	-5503	340	3,815	-8,545	9065
170	97,477	2,384	-5448	350	0,966	-4,384	9819
180	98,000	0	-5426	360	0	0	10077

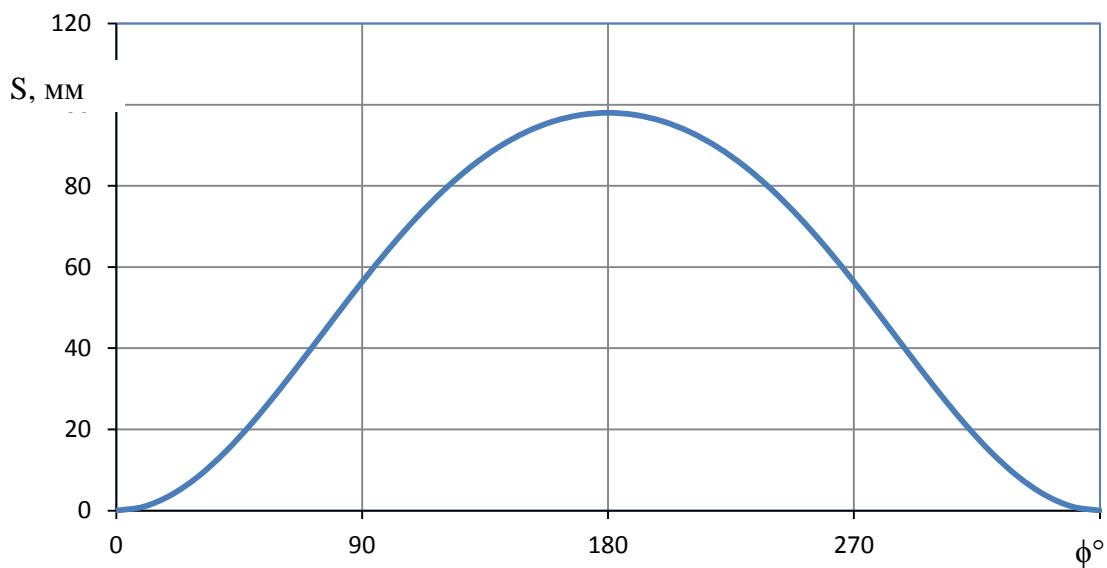


Рисунок 23 – Зависимость хода поршня от угла поворота КВ

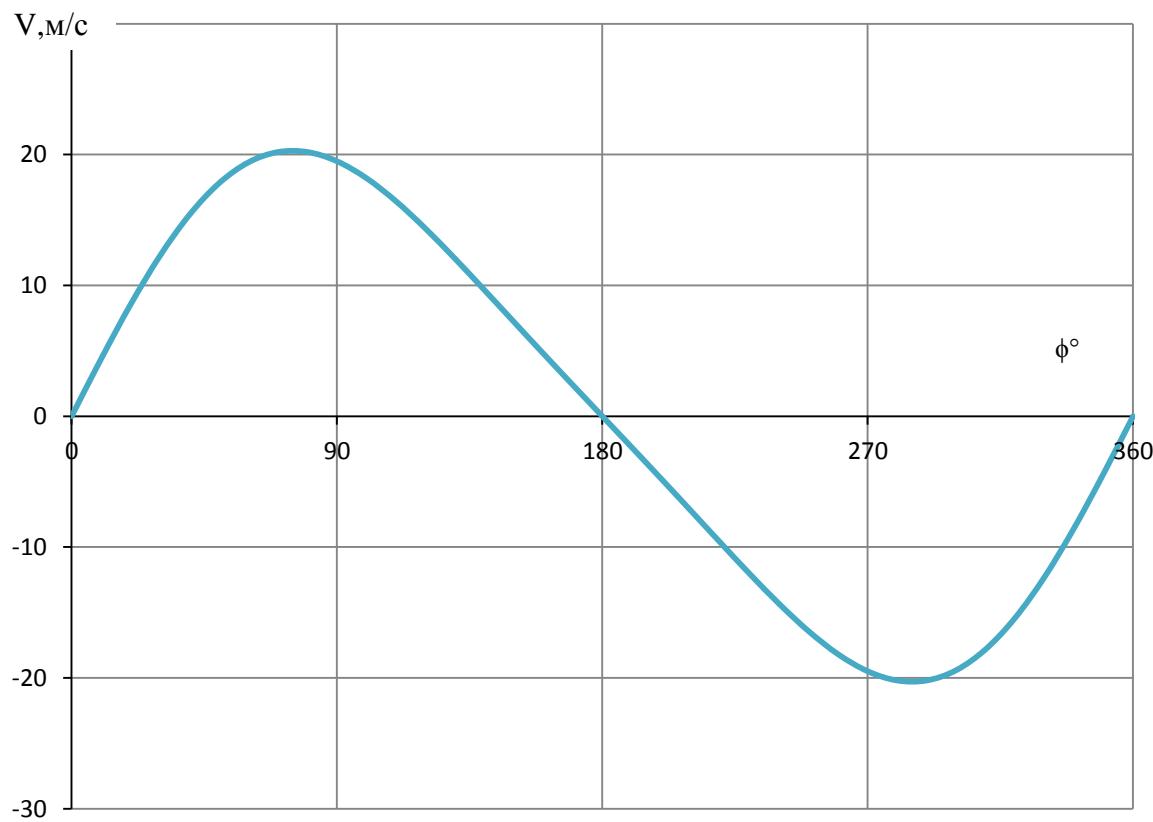


Рисунок 24 – Зависимость скорости поршня от угла поворота КВ

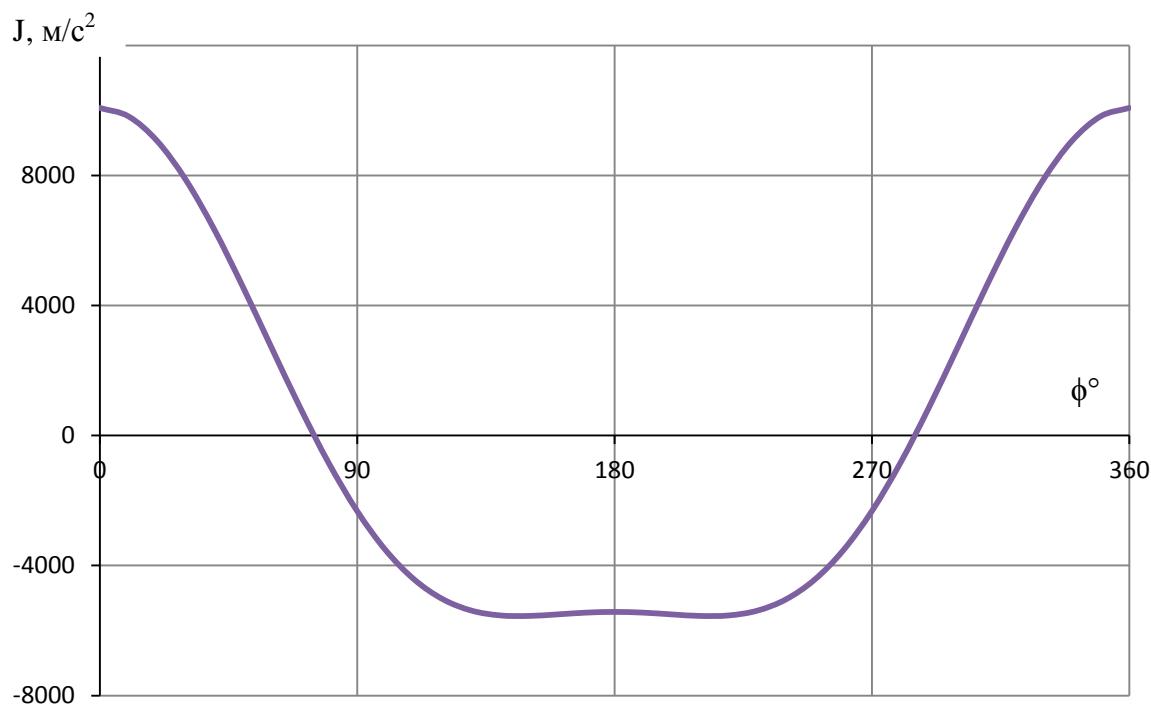


Рисунок 25 – Зависимость ускорения поршня от угла поворота КВ

## 3.2 Динамика кривошипно-шатунного механизма

### 3.2.1. Исходные данные:

Исходными данными для динамического расчета являются результаты теплового и кинематического расчетов.

Номинальная частота вращения  $n_N = 3800$  об/мин

Мощность при номинальной частоте вращения  $N_e = 110$  кВт

Радиус кривошипа  $R = 49$  мм

Длина шатуна  $L_{ш} = 163$  мм

Угловая скорость  $\omega = 397,73$  рад/с

Площадь поршня  $F_{\Pi} = 0,0062 \text{ м}^2$

Компоновочная схема R4

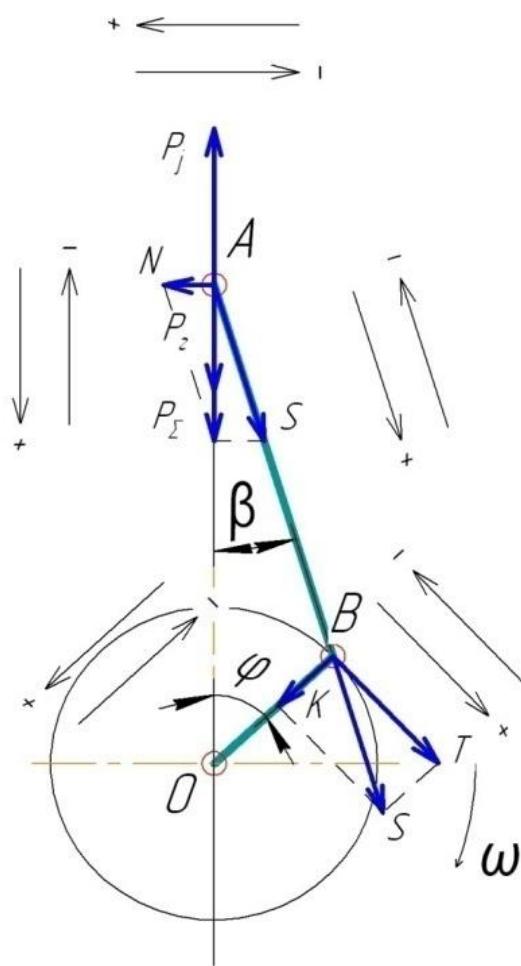


Рисунок 26 – Схема сил, действующих в КШМ

### 3.2.2 Силы давления газов

Сила давления на поршень равна:

$$P_r = (p_r - p_0) \cdot F_n,$$

где  $F_n = \pi \cdot \frac{D^2}{4} = 3,14 \cdot 0,089^2 / 4 = 0,0062$  - площадь поршня, м<sup>2</sup>;

$p_r$  и  $p_0$  - давление газов в любой момент времени над поршнем и под поршнем соответственно.

Давление газов  $p_r$  берется из теплового расчета или из развернутой индикаторной диаграммы. Давление под поршнем численно равно атмосферному давлению.

$$P_r = (0,196 - 0,101325) \cdot 0,0062 \cdot 1000 = 0,59 \text{ кН}, \text{ где } p_0 = 0,101325 \text{ МПа}$$

Для остальных положений коленчатого вала значения приведены в таблице 10.

Таблица 10

$\phi^\circ$	$p_r, \text{ МПа}$	$P_r, \text{ кН}$	$\phi^\circ$	$p_r, \text{ МПа}$	$P_r, \text{ кН}$
1	2	3	4	5	6
0	0,2093	0,67	370	11,7833	72,64
10	0,196	0,59	380	12	73,99
20	0,196	0,59	390	7,319801	44,88
30	0,196	0,59	400	5,054466	30,80
40	0,196	0,59	410	3,539138	21,38
50	0,196	0,59	420	2,613458	15,62
60	0,196	0,59	430	2,02427	11,96
70	0,196	0,59	440	1,634177	9,53
80	0,196	0,59	450	1,367075	7,87
90	0,196	0,59	460	1,179228	6,70
100	0,196	0,59	470	1,04449	5,86
110	0,196	0,59	480	0,972291	5,42
120	0,196	0,59	490	0,87326	4,80
130	0,196	0,59	500	0,81595	4,44
140	0,196	0,59	510	0,77914	4,21
150	0,196	0,59	520	0,72348	3,87
160	0,196	0,59	530	0,5265	2,64
170	0,196	0,59	540	0,4706	2,30
180	0,196	0,59	550	0,4706	2,30
190	0,19735	0,60	560	0,263	1,01
200	0,20153	0,62	570	0,245	0,89
210	0,20887	0,67	580	0,23	0,80

*Продолжение таблицы 10*

1	2	3	4	5	6
220	0,21999	0,74	590	0,2228	0,76
230	0,23591	0,84	600	0,2228	0,76
240	0,25815	0,98	610	0,2228	0,76
250	0,28908	1,17	620	0,2228	0,76
260	0,33239	1,44	630	0,2228	0,76
270	0,39403	1,82	640	0,2228	0,76
280	0,48386	2,38	650	0,2228	0,76
290	0,61901	3,22	660	0,2228	0,76
300	0,83056	4,53	670	0,2228	0,76
310	1,17735	6,69	680	0,2228	0,76
320	1,77426	10,40	690	0,2228	0,76
330	2,84008	17,03	700	0,2228	0,76
340	4,702068	28,61	710	0,2228	0,76
350	7,334259	44,97	720	0,2093	0,67
360	10,0833	62,07	-	-	-

### **3.2.3 Определение исходных масс частей кривошипно-шатунного механизма**

Задание не предусматривает конструктивного оформления двигателя, и поэтому массы поршня и шатуна, необходимые для проведения динамического расчета, оказываются не известными. Для приближенного определения значений массы поршня  $m_p$  и шатуна  $m_w$  можно использовать данные таблицы источника [1].

Общая масса всех движущихся элементов кривошипно-шатунного механизма (рисунок 27) распределяется между массой, движущейся возвратно поступательно в направлении оси цилиндра  $m_{wp}$  и массой  $m_{wk}$  приведенной к оси шатунной шейки коленчатого вала, между которыми предполагается абсолютно жесткая связь.

С учетом диаметра цилиндра, отношения S/D получаем:  
 $m'_{pk} = 280 \text{ кг}/\text{м}^2$ ,  $m'_{w} = 360 \text{ кг}/\text{м}^2$ ,  $m'_{k} = 380 \text{ кг}/\text{м}^2$

Приближенно массу частей кривошипно-шатунного механизма можно рассчитать по формулам:

- масса поршневой группы:  $m_p = m'_{pk} \cdot F_p = 280 \cdot 0,0062 = 1,741 \text{ кг};$
- масса шатуна:  $m_w = m'_{w} \cdot F_w = 360 \cdot 0,0062 = 2,238 \text{ кг};$

-масса неуравновешенных частей одного колена вала без противовесов:

$$m_k = m'_k \cdot F_n = 380 \cdot 0,0062 = 2,363 \text{ кг};$$

-масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца:

$$m_{ш.п} = 0,275 \cdot m_{ш} = 0,275 \cdot 2,238 = 0,616 \text{ кг};$$

-масса шатуна сосредоточенного на оси кривошипа:

$$m_{ш.к} = 0,725 \cdot m_{ш} = 0,725 \cdot 2,238 = 1,623 \text{ кг};$$

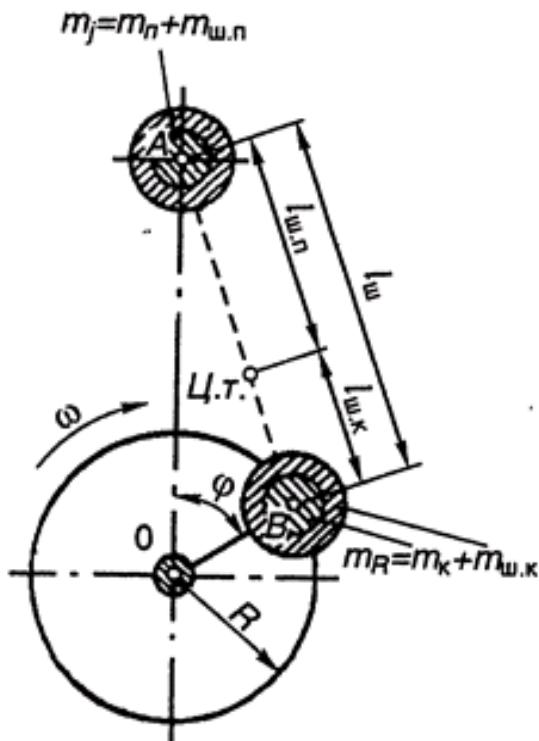


Рисунок 27 – Расчетная схема

-массы, совершающие возвратно-поступательное движение:

$$m_j = m_n + m_{ш.п} = 1,741 + 0,616 = 2,357 \text{ кг};$$

-массы, совершающие вращательное движение:

$$m_R = m_k + m_{ш.к} = 2,363 + 1,623 = 3,986 \text{ кг}.$$

### 3.2.4 Силы инерции

Силы инерции, действующие в кривошипно-шатунном механизме (рисунок 2.1.), в соответствии с характером движения приведенных масс подразделяют на силы инерции поступательно движущихся масс  $P_j$  и центробежные силы инерции вращающихся масс  $K_{R_k}$  и  $K_{R_{ш}}$ .

Сила инерции от возвратно-поступательно движущихся масс:

$$P_j = -m_j \cdot j = 2,357 \cdot 9819 \cdot 10^{-3} = -23,14 \text{ кН}$$

Эти силы действуют по оси цилиндра и как и силы давления газов считаются положительными, если направлены к оси коленчатого вала, и отрицательными, если направлены от коленчатого вала (рисунок 26).

Центробежная сила инерции вращающихся масс:

$$K_R = -m_R \cdot R \cdot \omega^2 = -3,986 \cdot 0,049 \cdot 397,73^2 \cdot 10^{-3} = -30,895 \text{ кН}$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна:

$$K_{R_{ш}} = -m_{ш.к} \cdot R \cdot \omega^2 = -1,623 \cdot 0,049 \cdot 397,73^2 \cdot 10^{-3} = -12,58 \text{ кН}$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс колена вала:

$$K_{R_k} = -m_k \cdot R \cdot \omega^2 = -2,363 \cdot 0,049 \cdot 397,73^2 \cdot 10^{-3} = -18,315 \text{ кН}$$

Силы приложены в центре шатунной шейки, постоянны по величине и направлению и направлены по радиусу кривошипа.

### 3.2.5. Суммарные силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме

Суммарные силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме, сосредоточенные в центре поршневого пальца, определяют алгебраическим сложением сил давления газов и сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс (рисунок 26):

$$P_{\Sigma} = P_g + P_j$$

$$P_{\Sigma} = 0,59 + (-23,14) = -22,55 \text{ кН}$$

Значения суммарной силы, полученные по данной формуле, а также значения других сил требуемых для ее вычисления сведены в таблицу 11. По данным таблицы 11 строятся диаграммы суммарной силы, силы инерции поступательных сил, и др. действующих в центре поршневого пальца.

Воздействие от суммарной силы  $P_{\Sigma}$  передаётся на стенки цилиндра перпендикулярно его оси и на шатун по направлению его оси.

Сила  $N$ , действующая перпендикулярно оси цилиндра, называется нормальной силой и воспринимается стенками цилиндра:

$$N = P_{\Sigma} \cdot \operatorname{tg}\beta$$

Угол  $\beta$  находится по теореме синусов:

$$\beta = \arcsin(\lambda \cdot \sin \varphi) = \arcsin(0,3 \cdot \sin(10^\circ)) = 0,052 \text{ рад}$$

$$N = -22,55 \cdot \operatorname{tg}(0,052) = -1,18 \text{ кН}$$

Сила  $S$ , действующая вдоль шатуна, воздействует на него и далее передается кривошипу. Она считается положительной, если сжимает шатун, и отрицательной, если его растягивает:

$$S = \frac{P_{\Sigma}}{\cos\beta} = \frac{-22,55}{\cos(0,052)} = -22,58 \text{ кН}$$

Силу  $S$  раскладываем на две силы:

-сила, направленная по радиусу кривошипа:

$$K = \frac{P_{\Sigma} \cdot \cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta} = \frac{-22,55 \cdot \cos(0,175 + 0,052)}{\cos(0,052)} = -22,0 \text{ кН}$$

-тangенциальная сила, направленная по касательной к окружности радиуса кривошипа:

$$T = \frac{P_{\Sigma} \cdot \sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta} = \frac{-22,55 \cdot \sin(0,175 + 0,052)}{\cos(0,052)} = -5,07 \text{ кН}$$

Вращающий момент, создаваемый тангенциальной силой для одного цилиндра определяется по следующей формуле:

$$M_{kp} = T \cdot R = -5,07 \cdot 0,049 \cdot 10^3 = -248,64 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Полученные данные используются при расчетах деталей кривошипно-шатунного механизма на прочность для определения суммарного крутящего момента, анализа равномерности вращения коленвала, построения полярных диаграмм нагрузок на шейки и подшипники коленвала и для других расчетов.

Силы  $N$ ,  $S$ ,  $T$ ,  $K$  и  $M_{kp}$ , при других положениях КВ приведены в таблице 2.5 и рисунках 2.3, 2.4, 2.5.

Таблица 11

$\varphi^{\circ}$	$P_r, \text{кН}$	$P_j, \text{кН}$	$P_{\Sigma}, \text{кН}$	$N, \text{кН}$	$S, \text{кН}$	$T, \text{кН}$	$K, \text{кН}$	$M_{kp}, \text{Н} \cdot \text{м}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	0,67	-23,7	-23,0	0,00	-23,0	0,00	-23,08	0,00
10	0,59	-23,1	-22,5	-1,1	-22,5	-5,07	-22,00	-248,64
20	0,59	-21,3	-20,7	-2,4	-20,8	-9,12	-18,79	-446,83
30	0,59	-18,5	-17,7	-2,7	-18,1	-11,3	-14,20	-555,99
40	0,59	-14,9	-14,6	-2,8	-14,6	-11,3	-9,18	-558,08
50	0,59	-10,7	-10,2	-2,4	-10,4	-9,36	-4,71	-458,80
60	0,59	-6,39	-5,80	-1,5	-6,01	-5,81	-1,55	-284,59
70	0,59	-2,05	-1,46	-0,4	-1,52	-1,52	-0,10	-74,47
80	0,59	1,98	2,57	0,79	2,69	2,67	-0,34	130,59
90	0,59	5,48	6,07	1,91	6,36	6,07	-1,91	297,37

*Продолжение таблицы 11*

1	2	3	4	5	6	7	8	9
100	0,59	8,32	8,91	2,76	9,33	8,30	-4,26	406,53
110	0,59	10,45	11,03	3,24	11,50	9,26	-6,82	453,74
120	0,59	11,87	12,46	3,35	12,91	9,12	-9,13	446,69
130	0,59	12,69	13,28	3,14	13,65	8,16	-10,94	399,78
140	0,59	13,04	13,63	2,68	13,89	6,71	-12,16	328,76
150	0,59	13,08	13,67	2,07	13,82	5,04	-12,87	246,88
160	0,59	12,97	13,56	1,40	13,63	3,32	-13,22	162,80
170	0,59	12,84	13,43	0,70	13,45	1,64	-13,35	80,46
180	0,59	12,79	13,38	0,00	13,38	0,00	-13,38	0,00
190	0,60	12,84	13,44	-0,7	13,46	-1,64	-13,35	-80,51
200	0,62	12,97	13,59	-1,4	13,66	-3,33	-13,25	-163,21
210	0,67	13,08	13,75	-2,9	13,91	-5,07	-12,95	-248,32
220	0,74	13,04	13,78	-2,7	14,04	-6,78	-12,30	-332,36
230	0,84	12,69	13,53	-3,9	13,90	-8,31	-11,14	-407,25
240	0,98	11,87	12,85	-3,6	13,31	-9,40	-9,42	-460,54
250	1,17	10,45	11,61	-3,1	12,10	-9,75	-7,18	-477,54
260	1,44	8,32	9,76	-3,2	10,21	-9,09	-4,67	-445,22
270	1,82	5,48	7,30	-2,3	7,65	-7,30	-2,30	-357,71
280	2,38	1,98	4,36	-1,5	4,56	-4,52	-0,57	-221,67
290	3,22	-2,05	1,17	-0,4	1,22	-1,22	0,08	-59,60
300	4,53	-6,39	-1,86	0,50	-1,93	1,86	-0,50	91,15
310	6,69	-10,7	-4,10	0,97	-4,21	3,76	-1,89	184,37
320	10,40	-14,9	-4,54	0,89	-4,63	3,60	-2,91	176,59
330	17,03	-18,5	-1,53	0,23	-1,55	0,97	-1,21	47,34
340	28,61	-21,3	7,24	-0,7	7,28	-3,18	6,55	-155,81
350	44,97	-23,1	21,84	-1,1	21,86	-4,91	21,31	-240,75
360	62,07	-23,7	38,32	0,00	38,32	0,00	38,32	0,00
370	72,64	-23,1	49,50	2,58	49,57	11,14	48,30	545,78
380	73,99	-21,3	52,62	5,43	52,90	23,10	47,59	1131,83
390	44,88	-18,5	26,32	3,99	26,63	16,62	20,80	814,43
400	30,80	-14,9	15,85	3,12	16,16	12,58	10,14	616,28
410	21,38	-10,7	10,59	2,50	10,88	9,72	4,89	476,09
420	15,62	-6,39	9,23	2,48	9,56	9,23	2,46	452,37
430	11,96	-2,05	9,91	2,91	10,33	10,31	0,65	504,96
440	9,53	1,98	11,51	3,56	12,05	11,95	-1,51	585,65
450	7,87	5,48	13,35	4,20	14,00	13,35	-4,20	654,18
460	6,70	8,32	15,02	4,65	15,73	13,99	-7,18	685,46
470	5,86	10,45	16,31	4,79	17,00	13,69	-10,08	670,69
480	5,42	11,87	17,29	4,65	17,90	12,65	-12,67	619,71
490	4,80	12,69	17,49	4,13	17,97	10,75	-14,41	526,53

*Продолжение таблицы 11*

1	2	3	4	5	6	7	8	9
500	4,44	13,04	17,49	3,44	17,82	8,61	-15,60	421,74
510	4,21	13,08	17,29	2,62	17,49	6,37	-16,29	312,37
520	3,87	12,97	16,84	1,74	16,93	4,13	-16,41	202,19
530	2,64	12,84	15,48	0,81	15,50	1,89	-15,39	92,77
540	2,30	12,79	15,08	0,00	15,08	0,00	-15,08	0,00
550	2,30	12,84	15,14	-0,7	15,16	-1,85	-15,04	-90,69
560	1,01	12,97	13,97	-1,4	14,05	-3,42	-13,62	-167,80
570	0,89	13,08	13,97	-2,1	14,13	-5,15	-13,16	-252,38
580	0,80	13,04	13,84	-2,7	14,11	-6,81	-12,35	-333,86
590	0,76	12,69	13,45	-3,1	13,82	-8,26	-11,08	-404,79
600	0,76	11,87	12,63	-3,4	13,08	-9,24	-9,26	-452,67
610	0,76	10,45	11,20	-3,2	11,67	-9,40	-6,92	-460,60
620	0,76	8,32	9,08	-2,8	9,50	-8,45	-4,34	-414,13
630	0,76	5,48	6,24	-1,9	6,54	-6,24	-1,96	-305,54
640	0,76	1,98	2,73	-0,8	2,86	-2,84	-0,36	-139,07
650	0,76	-2,05	-1,29	0,38	-1,35	1,35	-0,09	65,97
660	0,76	-6,39	-5,64	1,52	-5,84	5,64	-1,51	276,42
670	0,76	-10,7	-10,0	2,37	-10,3	9,21	-4,64	451,31
680	0,76	-14,9	-14,1	2,79	-14,4	11,26	-9,08	551,60
690	0,76	-18,5	-17,8	2,70	-18,0	11,24	-14,07	550,84
700	0,76	-21,3	-20,6	2,13	-20,7	9,05	-18,64	443,25
710	0,76	-23,1	-22,3	1,17	-22,4	5,04	-21,84	246,80
720	0,67	-23,7	-23,0	0,00	-23,0	0,00	-23,08	0,00

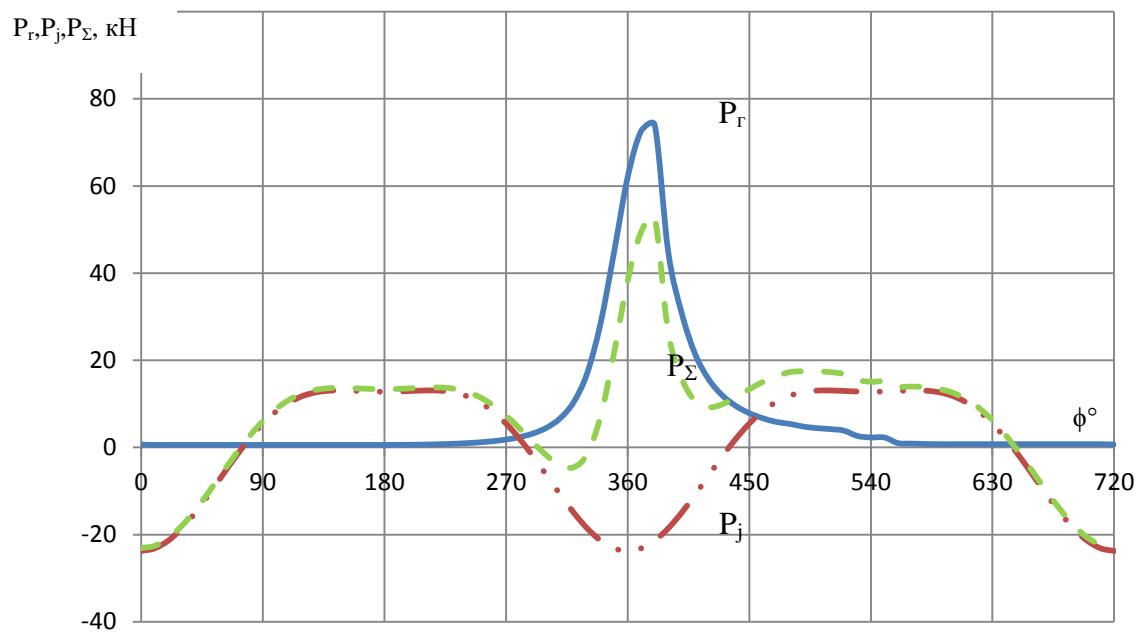


Рисунок 28 – Зависимость сил  $P_r$ ,  $P_\Sigma$  и  $P_j$  от угла поворота КВ

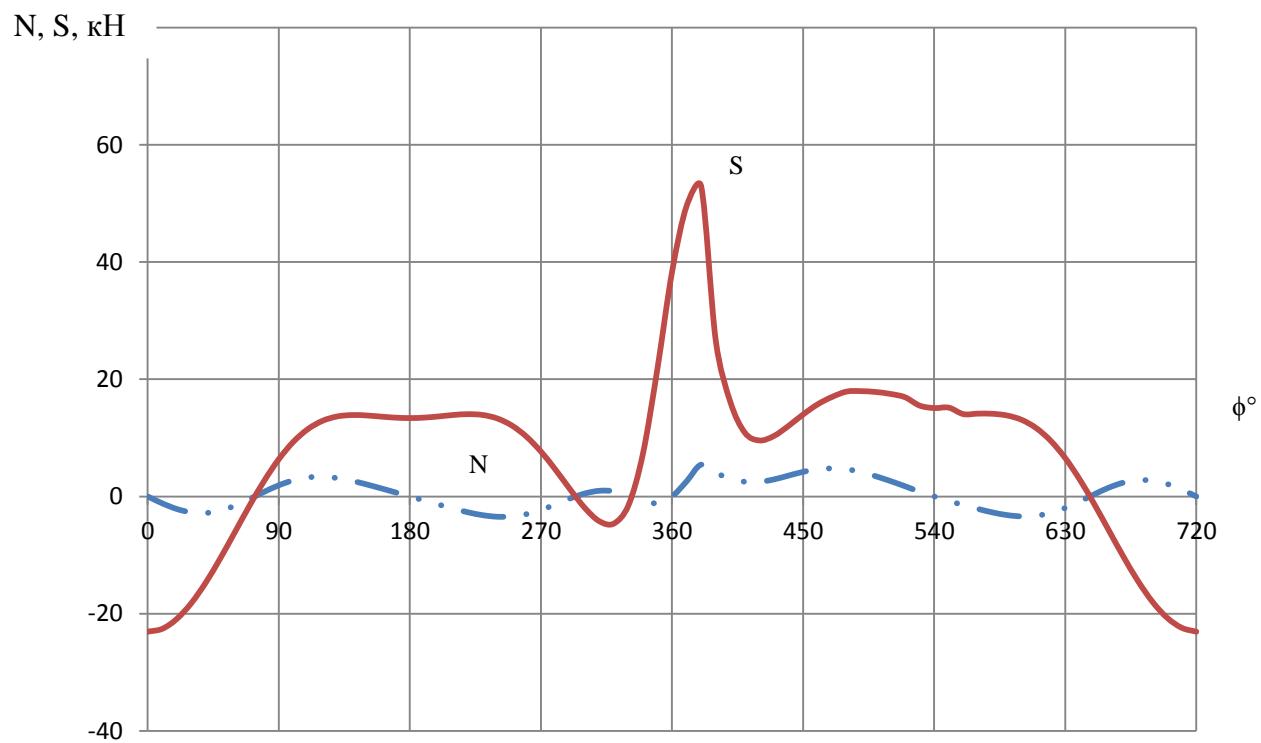


Рисунок 29 – Изменение сил  $N$  и  $S$  от угла поворота КВ

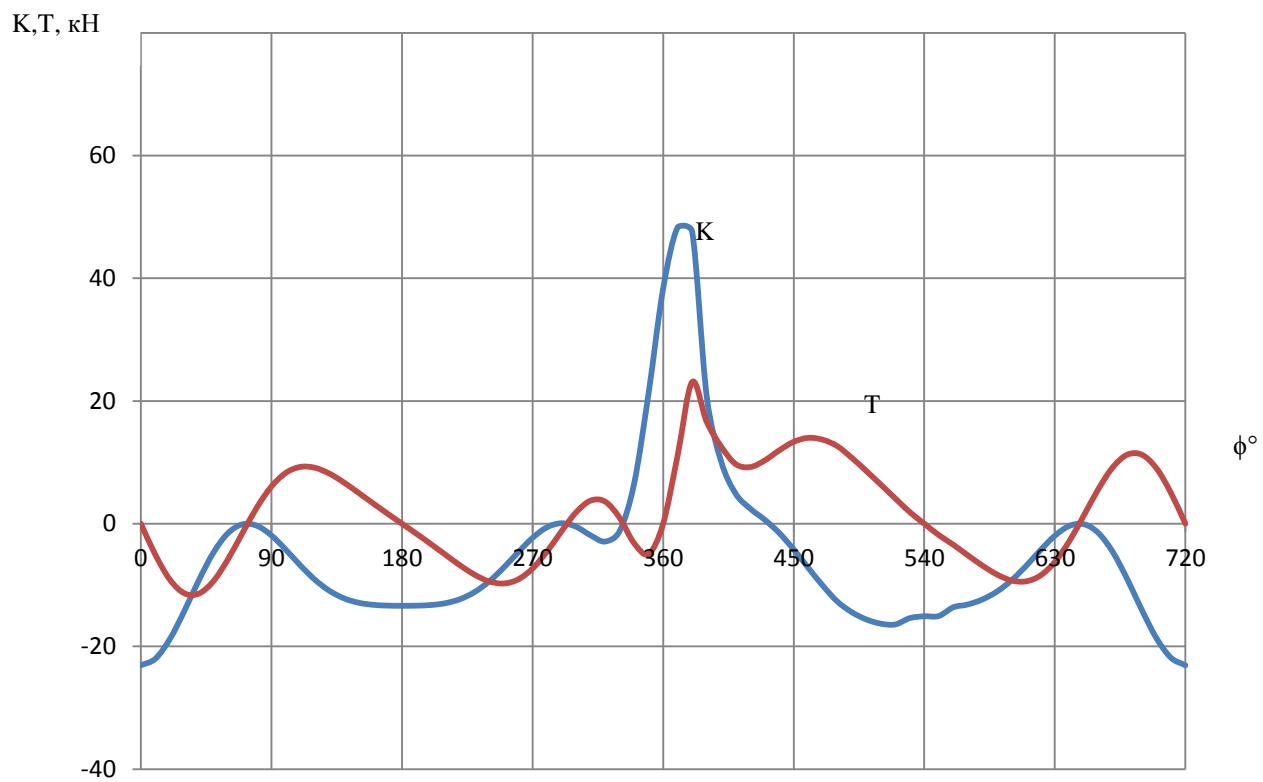


Рисунок 30 – Зависимость сил  $K$  и  $T$  от угла поворота КВ

$M_{kr}$ , Н·м

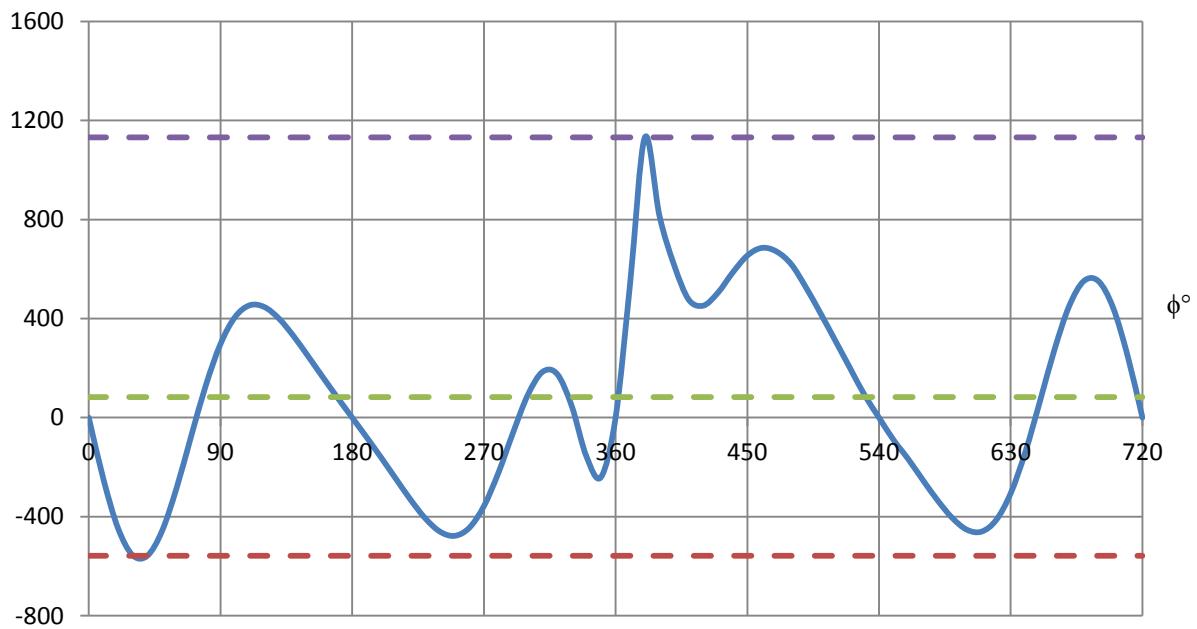


Рисунок 31 – Зависимость крутящего момента от угла поворота КВ

### 3.2.6 Набегающие крутящие моменты

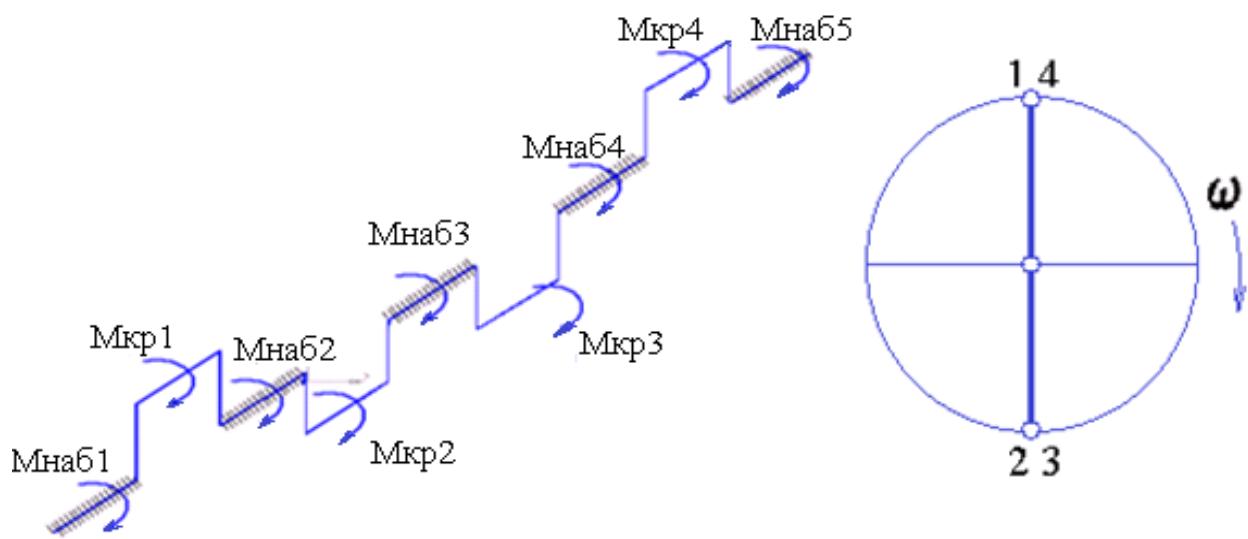


Рисунок 32 – Крутящие и набегающие моменты в двигателе R4

Построение графика суммарного индикаторного крутящего момента  $\Sigma M_{kp} = f(\phi)$  многоцилиндрового двигателя (с равномерным чередованием одноименных процессов) сводится к суммированию крутящих моментов от всех цилиндров с учетом чередования вспышек. Так как величины и характер изменения крутящего момента по углу поворота коленчатого вала одинаковы и отличаются лишь угловыми интервалами, равными угловым интервалам между вспышками в отдельных цилиндрах, то для подсчета суммарного крутящего момента достаточно иметь значения крутящего момента одного цилиндра. При разных интервалах между вспышками крутящий момент будет периодически изменяться для четырехтактных двигателей через  $\theta = 720/i^\circ$ .

Крутящий момент передается последовательно от первого цилиндра к восьмому, создавая запас энергии на маховике. Накопленная энергия передается на привод механизмов трансмиссии, гидравлических насосов и пр.

Период изменения крутящего момента рядного, четырехцилиндрового, четырехтактного двигателя с порядком работы 1-3-4-2, и углом между коленами КВ равен  $180^\circ$ . В данном расчете используем следующее чередование:  $1^{180}3_{180}4^{180}2_{180}$ .

Суммирование значений крутящих моментов всех четырех цилиндров двигателя осуществляется Табличным методом (таблица 12) через каждые  $10^\circ$  угла поворота коленчатого вала, и по полученным данным строятся графики набегающих моментов (рисунки 33 – 36). Результирующая кривая показывает изменение суммарного индикаторного крутящего момента двигателя в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

$$M_{hab1} = 0 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$M_{hab2} = M_{kp1} = -248,6 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$M_{hab3} = M_{kp2} + M_{hab2} = -80,5 + (-248,6) = -329,1 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$M_{hab4} = M_{kp3} + M_{hab3} = -90,7 + (-329,1) = -419,18 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$M_{hab5} = M_{kp4} + M_{hab4} = 545,8 + (-419,18) = 126,62 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Набегающие моменты для остальных положений КВ приведены в таблице 12.

Таблица 12

$\varphi_1^\circ$	$M_{kp1}$ , кН·м	$M_{hab2}$ , кН·м	$\varphi_2^\circ$	$M_{kp2}$ , кН·м	$M_{hab3}$ , кН·м	$\varphi_3^\circ$	$M_{kp3}$ , кН·м	$M_{hab4}$ , кН·м	$\varphi_4^\circ$	$M_{kp4}$ , кН·м	$M_{hab5}$ , кН·м
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0	0,0	0,0	180	0,0	0,0	540	0,0	0,0	360	0,0	0,0
10	-248,6	-248,6	190	-80,5	-329,2	550	-90,7	-419,8	370	545,8	125,9
20	-446,8	-446,8	200	-163,2	-610,0	560	-167,8	-777,9	380	1131,8	354,0
30	-556,0	-556,0	210	-248,3	-804,3	570	-252,4	-1056,7	390	814,4	-242,3
40	-558,1	-558,1	220	-332,4	-890,4	580	-333,9	-1224,3	400	616,3	-608,0
50	-458,8	-458,8	230	-407,2	-866,0	590	-404,8	-1270,8	410	476,1	-794,7
60	-284,6	-284,6	240	-460,5	-745,1	600	-452,7	-1197,8	420	452,4	-745,4
70	-74,5	-74,5	250	-477,5	-552,0	610	-460,6	-1012,6	430	505,0	-507,6
80	130,6	130,6	260	-445,2	-314,6	620	-414,1	-728,8	440	585,6	-143,1
90	297,4	297,4	270	-357,7	-60,3	630	-305,5	-365,9	450	654,2	288,3
100	406,5	406,5	280	-221,7	184,9	640	-139,1	45,8	460	685,5	731,2
110	453,7	453,7	290	-59,6	394,1	650	66,0	460,1	470	670,7	1130,8
120	446,7	446,7	300	91,1	537,8	660	276,4	814,3	480	619,7	1434,0
130	399,8	399,8	310	184,4	584,1	670	451,3	1035,5	490	526,5	1562,0
140	328,8	328,8	320	176,6	505,4	680	551,6	1057,0	500	421,7	1478,7
150	246,9	246,9	330	47,3	294,2	690	550,8	845,1	510	312,4	1157,4
160	162,8	162,8	340	-155,8	7,0	700	443,3	450,2	520	202,2	652,4
170	80,5	80,5	350	-240,8	-160,3	710	246,8	86,5	530	92,8	179,3
180	0,0	0,0	360	0,0	0,0	720	0,0	0,0	540	0,0	0,0
190	-80,5	-80,5	370	545,8	465,3	10	-248,6	216,6	550	-90,7	125,9
200	-163,2	-163,2	380	1131,8	968,6	20	-446,8	521,8	560	-167,8	354,0
210	-248,3	-248,3	390	814,4	566,1	30	-556,0	10,1	570	-252,4	-242,3
220	-332,4	-332,4	400	616,3	283,9	40	-558,1	-274,2	580	-333,9	-608,0
230	-407,2	-407,2	410	476,1	68,8	50	-458,8	-390,0	590	-404,8	-794,7
240	-460,5	-460,5	420	452,4	-8,2	60	-284,6	-292,8	600	-452,7	-745,4
250	-477,5	-477,5	430	505,0	27,4	70	-74,5	-47,0	610	-460,6	-507,6
260	-445,2	-445,2	440	585,6	140,4	80	130,6	271,0	620	-414,1	-143,1
270	-357,7	-357,7	450	654,2	296,5	90	297,4	593,8	630	-305,5	288,3
280	-221,7	-221,7	460	685,5	463,8	100	406,5	870,3	640	-139,1	731,2
290	-59,6	-59,6	470	670,7	611,1	110	453,7	1064,8	650	66,0	1130,8
300	91,1	91,1	480	619,7	710,9	120	446,7	1157,5	660	276,4	1434,0
310	184,4	184,4	490	526,5	710,9	130	399,8	1110,7	670	451,3	1562,0
320	176,6	176,6	500	421,7	598,3	140	328,8	927,1	680	551,6	1478,7
330	47,3	47,3	510	312,4	359,7	150	246,9	606,6	690	550,8	1157,4
340	-155,8	-155,8	520	202,2	46,4	160	162,8	209,2	700	443,3	652,4
350	-240,8	-240,8	530	92,8	-148,0	170	80,5	-67,5	710	246,8	179,3
360	0	0	540	0	0	180	0	0	720	0	0
370	489,1	489,1	550	-65,1	424,0	190	-60,0	364,0	10	-182,0	182,0
380	977,1	977,1	560	-127,2	849,9	200	-121,6	728,3	20	-326,9	401,4
390	1084	1084	570	-189,1	895,6	210	-185,0	710,6	30	-406,2	304,4
400	763,3	763,3	580	-249,4	513,9	220	-247,8	266,1	40	-406,9	-140,7

*Продолжение таблицы 12*

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
410	563,7	563,7	590	-302,1	261,7	230	-304,0	-42,3	50	-333,0	-375,3
420	481,5	481,5	600	-335,1	146,3	240	-344,5	-198,1	60	-204,1	-402,2
430	476,9	476,9	610	-341,2	135,7	250	-358,5	-222,9	70	-49,0	-271,9
440	506,5	506,5	620	-307,1	199,4	260	-336,7	-137,3	80	102,1	-35,2
450	536,4	536,4	630	-227,2	309,2	270	-274,8	34,4	90	224,8	259,2
460	544,9	544,9	640	-104,6	440,3	280	-177,9	262,4	100	304,9	567,2
470	523,3	523,3	650	46,5	569,8	290	-63,1	506,7	110	339,2	845,9
480	473,9	473,9	660	201,7	675,6	300	41,5	717,1	120	333,4	1050,5
490	395,9	395,9	670	330,8	726,7	310	100,8	827,5	130	298,1	1125,6
500	314,7	314,7	680	404,9	719,6	320	81,0	800,6	140	245,1	1045,7
510	231,3	231,3	690	404,7	636,0	330	-35,0	601,0	150	184,0	785,0
520	149,7	149,7	700	325,8	475,5	340	-209,0	266,4	160	121,4	387,8
530	72,6	72,6	710	181,5	254,0	350	-266,6	-12,6	170	60,0	47,4
540	0	0	720	0	0	360	0	0	180	0	0
550	-65,1	-65,1	10	-182,0	-247,1	370	489,1	242,0	190	-60,0	182,0
560	-127,2	-127,2	20	-326,9	-454,1	380	977,1	523,0	200	-121,6	401,4
570	-189,1	-189,1	30	-406,2	-595,3	390	1084,7	489,4	210	-185,0	304,4
580	-249,4	-249,4	40	-406,9	-656,3	400	763,3	107,0	220	-247,8	-140,7
590	-302,1	-302,1	50	-333,0	-635,1	410	563,7	-71,3	230	-304,0	-375,3
600	-335,1	-335,1	60	-204,1	-539,3	420	481,5	-57,8	240	-344,5	-402,2
610	-341,2	-341,2	70	-49,0	-390,2	430	476,9	86,7	250	-358,5	-271,9
620	-307,1	-307,1	80	102,1	-205,0	440	506,5	301,5	260	-336,7	-35,2
630	-227,2	-227,2	90	224,8	-2,4	450	536,4	534,0	270	-274,8	259,2
640	-104,6	-104,6	100	304,9	200,3	460	544,9	745,1	280	-177,9	567,2
650	46,5	46,5	110	339,2	385,7	470	523,3	909,0	290	-63,1	845,9
660	201,7	201,7	120	333,4	535,1	480	473,9	1009	300	41,5	1050,5
670	330,8	330,8	130	298,1	628,9	490	395,9	1024	310	100,8	1125,6
680	404,9	404,9	140	245,1	650,0	500	314,7	964,7	320	81,0	1045,7
690	404,7	404,7	150	184,0	588,7	510	231,3	820,0	330	-35,0	785,0
700	325,8	325,8	160	121,4	447,2	520	149,7	596,9	340	-209,0	387,8
710	181,5	181,5	170	60,0	241,4	530	72,6	314,0	350	-266,6	47,4
720	0	0	180	0	0	540	0	0	360	0	0

$$M_{\text{наб5.max}} = 1562,0 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

$$M_{\text{наб5.cp}} = 331,7 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

$$M_{\text{наб5.min}} = -794,7 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

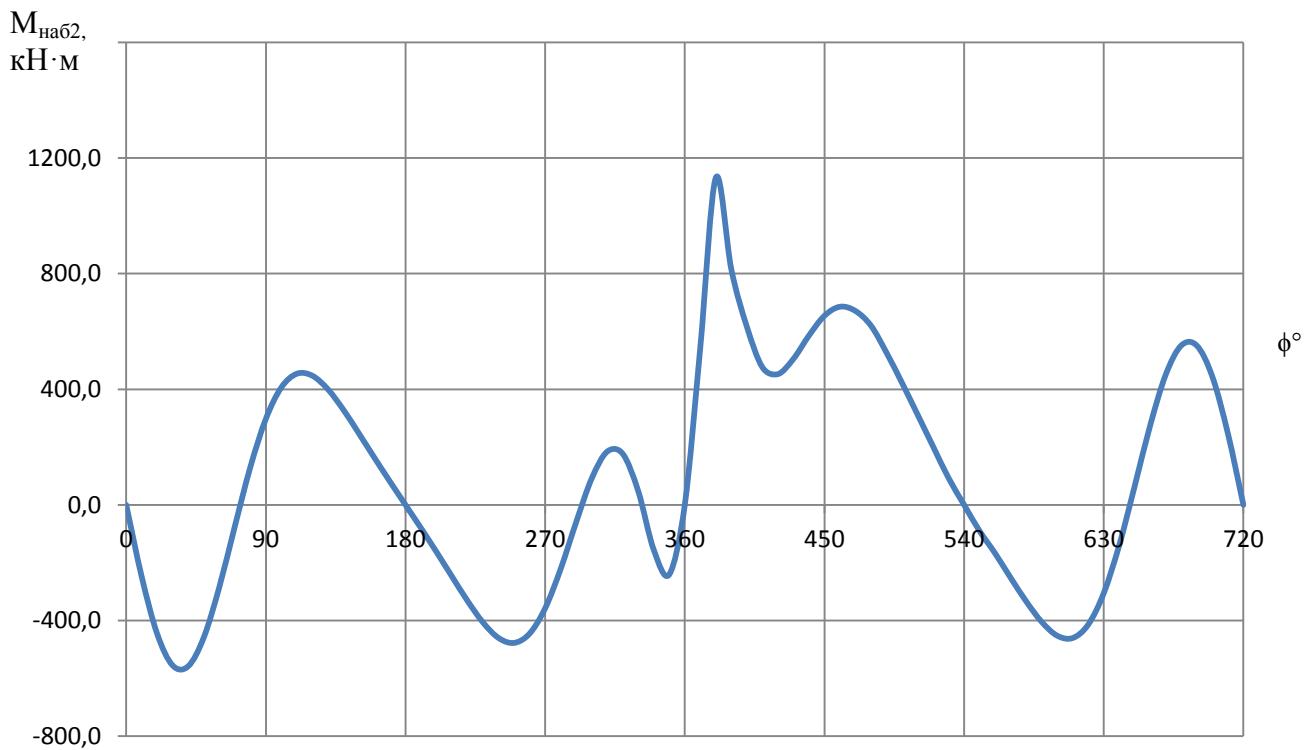


Рисунок 33 – Набегающие моменты, действующие на вторую коренную шейку

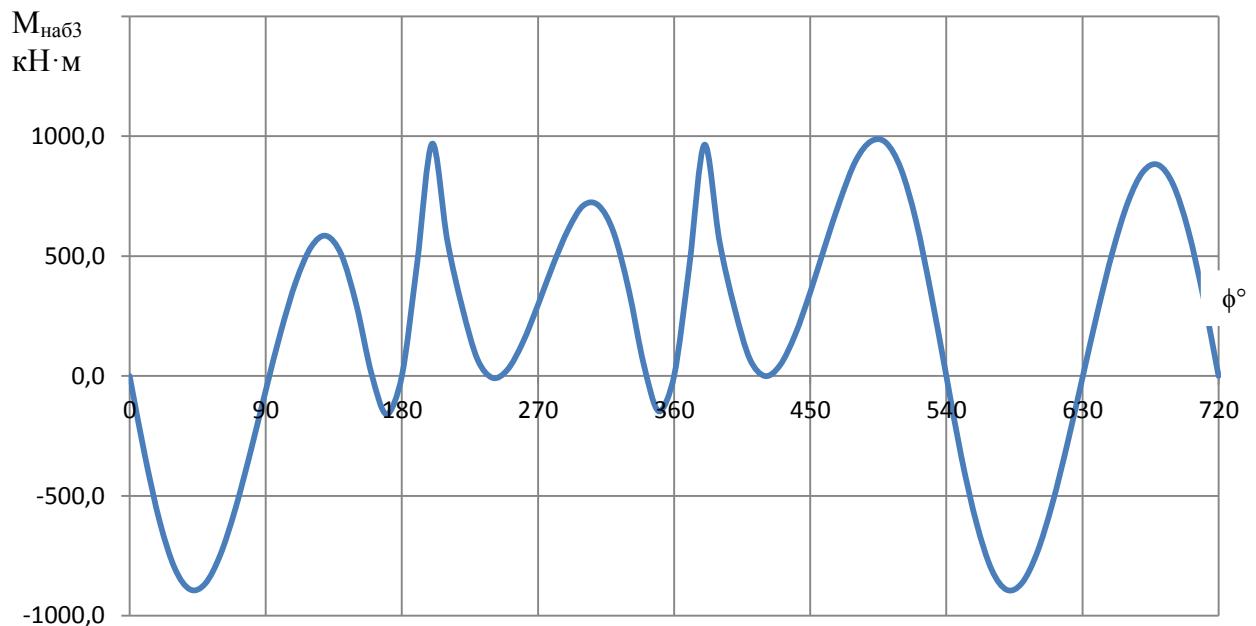


Рисунок 34 – Набегающие моменты, действующие на третью коренную шейку

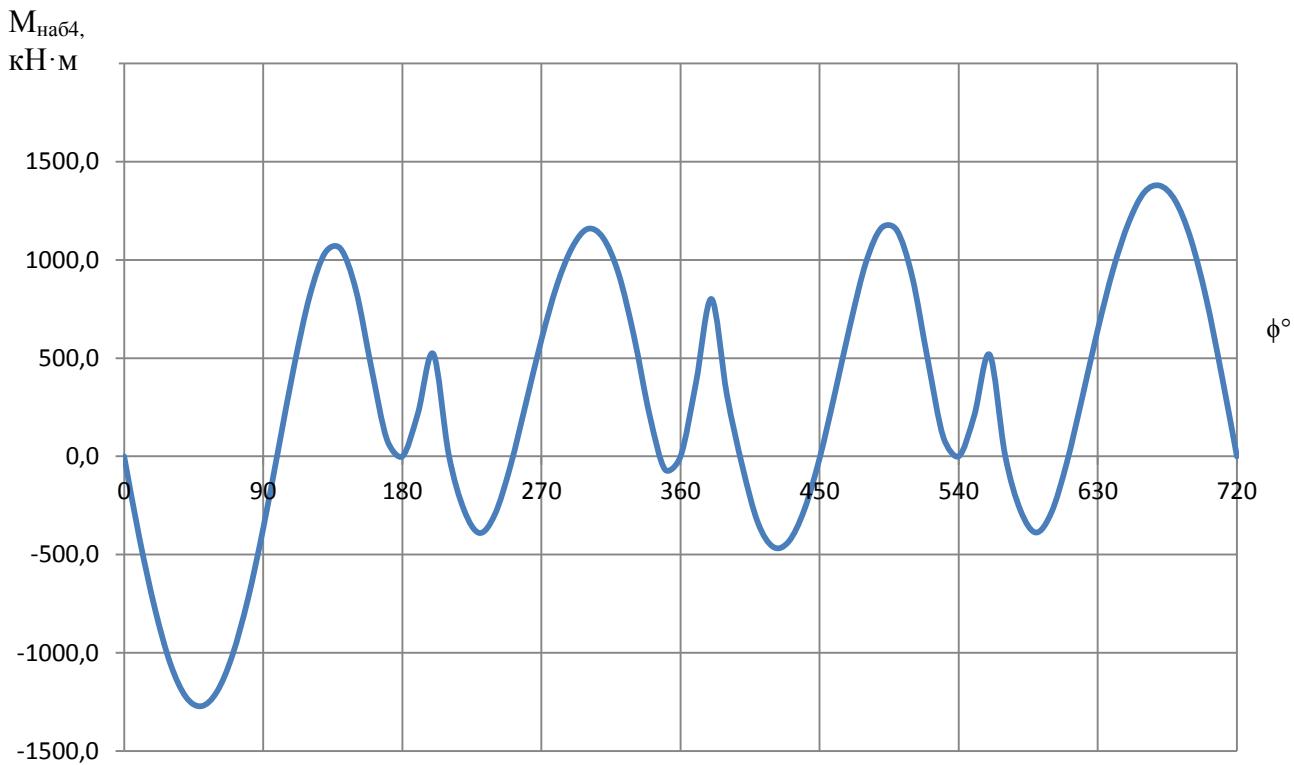


Рисунок 35 – Набегающие моменты, действующие на четвертую коренную шейку

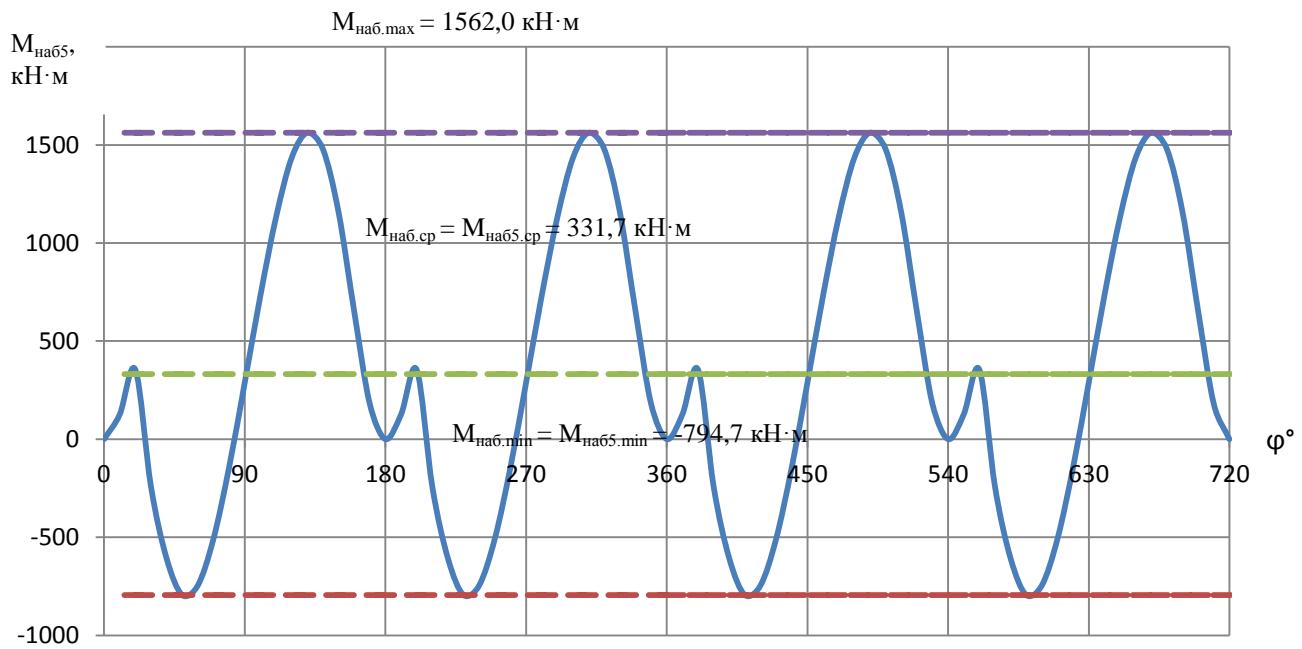


Рисунок 36 – Набегающие моменты, действующие на пятую коренную шейку

$$K_M = \frac{M_{\text{наб}.max} - M_{\text{наб}.min}}{M_{\text{наб}.ср}} = \frac{1562,0 - (-794,7)}{331,7} = 7,105$$

### **3.2.7 Полярная диаграмма сил, действующих на шатунную шейку**

Полярные диаграммы позволяют определить величину и направление силы, действующей при каждом положении кривошипа на его шейку или подшипник. Полярные диаграммы дают представление о нагруженности шейки или подшипника, позволяют найти менее нагруженную часть, где выбирают место сверления каналов для подвода масла. Кроме того, при помощи полярных диаграмм производят расчёт подшипников скольжения, строят диаграммы износа шейки и подшипника. Полярные диаграммы строят после определения сил, действующих на детали КШМ. На шейку со стороны шатуна действуют три силы:

$K$  – сила, направленная по оси кривошипа;

$T$  – касательная сила, перпендикулярная силе  $K$ ;

$K_{R\dot{W}}$  – центробежная сила от вращающейся части шатуна.

$K_\Sigma$  – суммарная сила, действующая на шатунную шейку по радиусу кривошипа.

При определении результирующих сил действующих на шатунную шейку необходимо учитывать конструктивное выполнение соединения шатунов с коленчатым валом.

Для построения полярной диаграммы проводим оси координат. Вертикальная ось (ось цилиндра) является осью сил  $K$ . Направление оси вниз примем за положительное. Горизонтальная ось является осью сил  $T$ . Её направление вправо принимаем за положительное. Для каждого положения кривошипа, начиная от  $\phi=0$  и до конца цикла, берём из таблицы динамического расчёта двигателя значения сил  $T$  и  $K$ , вычисляем  $T_\Sigma$  и  $K_\Sigma$  и откладываем их на осях в выбранном масштабе с учётом знака. Из концов векторов проводим перпендикуляры. Каждую точку пересечения этих перпендикуляров отмечаем соответствующим углом поворота кривошипа. Полученные точки являются концами векторов, представляющих по величине и направлению равнодействующие силы для каждого угла поворота кривошипа. Соединяя плавной кривой построенные точки, получим Полярную диаграмму сил, действующих на шатунную шейку.

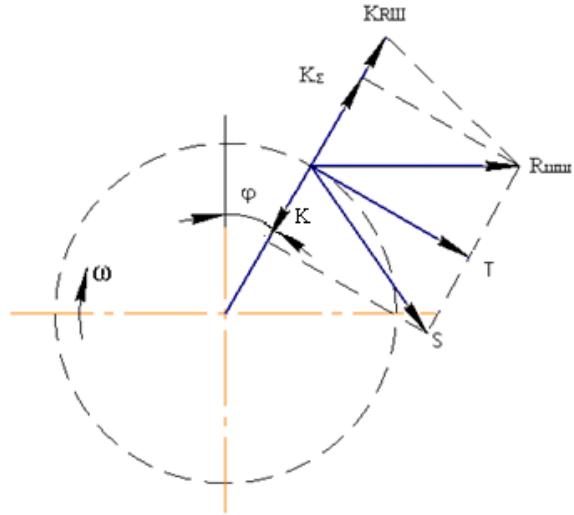


Рисунок 37 – Схема сил, действующих на шатунную шейку вала

$$R_{шш} = \sqrt{T_{\Sigma}^2 + K_{\Sigma ш}^2};$$

$$K_{\Sigma ш} = K_1 + K_{Rш};$$

Углы поворота коленчатого вала в рядных двигателях  $\gamma=90^\circ$  отсчитывают от положения первого кривошипа, соответствующего В.М.Т. в первом цилиндре.

Для  $\varphi=10^\circ$  угол поворота кривошипа относительно 1-ого цилиндра.

$$K_{\Sigma} = K_1 + K_{Rш} = -22,0 + (-12,58) = -34,58 \text{ кН};$$

$$R_{шш} = \sqrt{T_1^2 + K_{\Sigma}^2} = \sqrt{(-5,07)^2 + (-34,58)^2} = 34,95 \text{ кН};$$

Остальные значения приведены в таблице 13. Значения  $R_{шш}$  в зависимости от угла поворота кривошипа на рисунке 38. Полярная диаграмма сил действующих на шатунную шейку на рисунке 39.

Таблица 13

$\varphi^\circ$	$T_1, \text{ кН}$	$K_1, \text{ кН}$	$K_{\Sigma}, \text{ кН}$	$R_{шш}, \text{ кН}$	$\varphi^\circ$	$T_1, \text{ кН}$	$K_1, \text{ кН}$	$K_{\Sigma}, \text{ кН}$	$R_{шш}, \text{ кН}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0	0,00	-23,08	-35,66	35,66	370	11,14	48,30	35,72	37,42
10	-5,07	-22,00	-34,58	34,95	380	23,10	47,59	35,01	41,95
20	-9,12	-18,79	-31,37	32,67	390	16,62	20,80	8,22	18,54
30	-11,35	-14,20	-26,78	29,08	400	12,58	10,14	-2,44	12,81
40	-11,39	-9,18	-21,76	24,56	410	9,72	4,89	-7,69	12,39
50	-9,36	-4,71	-17,29	19,66	420	9,23	2,46	-10,12	13,70
60	-5,81	-1,55	-14,13	15,28	430	10,31	0,65	-11,93	15,76
70	-1,52	-0,10	-12,68	12,77	440	11,95	-1,51	-14,09	18,47
80	2,67	-0,34	-12,92	13,19	450	13,35	-4,20	-16,78	21,44
90	6,07	-1,91	-14,49	15,71	460	13,99	-7,18	-19,76	24,21
100	8,30	-4,26	-16,84	18,77	470	13,69	-10,08	-22,66	26,47

Продолжение таблицы 13

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
110	9,26	-6,82	-19,40	21,50	480	12,65	-12,67	-25,25	28,24
120	9,12	-9,13	-21,71	23,55	490	10,75	-14,41	-26,99	29,05
130	8,16	-10,94	-23,52	24,89	500	8,61	-15,60	-28,18	29,47
140	6,71	-12,16	-24,74	25,64	510	6,37	-16,29	-28,87	29,56
150	5,04	-12,87	-25,45	25,95	520	4,13	-16,41	-28,99	29,29
160	3,32	-13,22	-25,80	26,01	530	1,89	-15,39	-27,97	28,03
170	1,64	-13,35	-25,93	25,98	540	0,00	-15,08	-27,66	27,66
180	0,00	-13,38	-25,96	25,96	550	-1,85	-15,04	-27,62	27,68
190	-1,64	-13,35	-25,93	25,99	560	-3,42	-13,62	-26,20	26,43
200	-3,33	-13,25	-25,83	26,04	570	-5,15	-13,16	-25,74	26,25
210	-5,07	-12,95	-25,53	26,03	580	-6,81	-12,35	-24,93	25,85
220	-6,78	-12,30	-24,88	25,78	590	-8,26	-11,08	-23,66	25,06
230	-8,31	-11,14	-23,72	25,14	600	-9,24	-9,26	-21,84	23,71
240	-9,40	-9,42	-22,00	23,92	610	-9,40	-6,92	-19,50	21,65
250	-9,75	-7,18	-19,76	22,03	620	-8,45	-4,34	-16,92	18,91
260	-9,09	-4,67	-17,25	19,49	630	-6,24	-1,96	-14,54	15,82
270	-7,30	-2,30	-14,88	16,57	640	-2,84	-0,36	-12,94	13,25
280	-4,52	-0,57	-13,15	13,91	650	1,35	-0,09	-12,67	12,74
290	-1,22	0,08	-12,50	12,56	660	5,64	-1,51	-14,09	15,17
300	1,86	-0,50	-13,08	13,21	670	9,21	-4,64	-17,21	19,52
310	3,76	-1,89	-14,47	14,95	680	11,26	-9,08	-21,66	24,41
320	3,60	-2,91	-15,49	15,90	690	11,24	-14,07	-26,65	28,92
330	0,97	-1,21	-13,79	13,82	700	9,05	-18,64	-31,22	32,50
340	-3,18	6,55	-6,03	6,82	710	5,04	-21,84	-34,42	34,79
350	-4,91	21,31	8,73	10,01	720	0,00	-23,08	-35,66	35,66
360	0,00	38,32	25,74	25,74					

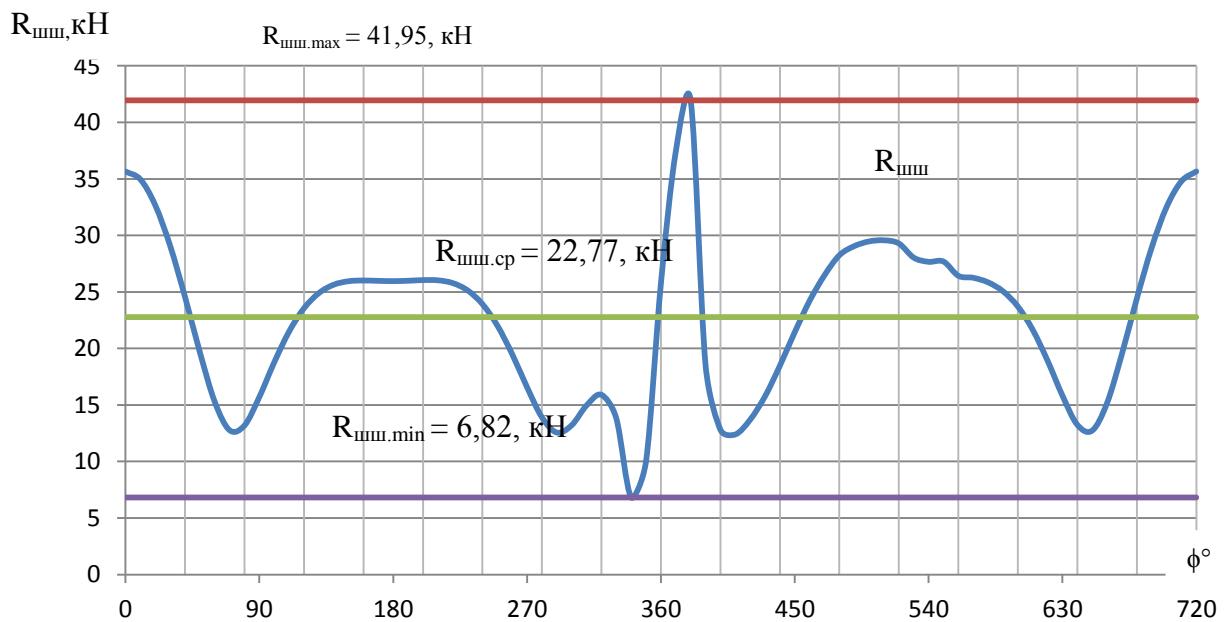


Рисунок 38 – Диаграмма нагрузки на шатунную шейку в прямоугольных координатах

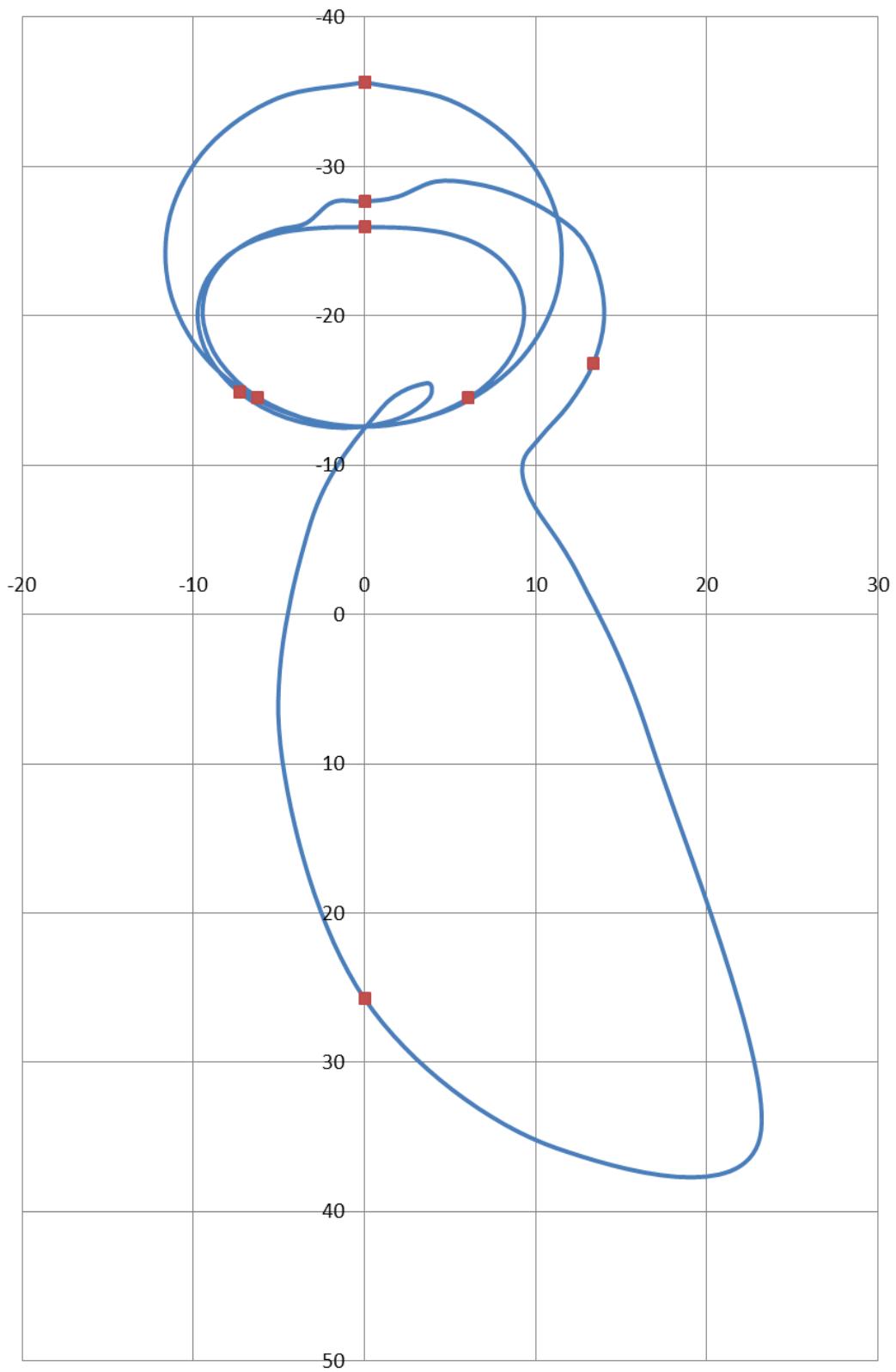


Рисунок 39 – Полярная диаграмма сил, действующих на шатунную шейку

### 3.2.8 Диаграмма износа шатунной шейки

Чтобы найти участок шатунной шейки для сверления маслоподводящего отверстия рекомендуется построить диаграмму износа. Для ее построения вычерчивается окружность произвольного радиуса и делится также на 12 частей. Для каждой точки деления окружности шейки определяются по полярной диаграмме, изображенной на рисунке 39, силы  $R_{шш}(\phi)$  с интервалом угла  $\phi$ , равным  $10^\circ$ , действующие в секторах с углами  $\pm 60^\circ$  от каждой точки контура шейки. Величины этих сил суммируют для каждой точки контура шатунной шейки.

Величины  $R_{шш,Сум}$  в принятом масштабе откладываются от соответствующей точки контура шейки по лучу к центру окружности контура. Концы отложенных отрезков соединяют плавной линией, которая показывает относительный износ контура шейки, так как износ в конечном итоге пропорционален усилиям, действующим на изнашиваемую деталь..

По полученной диаграмме износа определяют наименее изнашиваемые зоны шейки, в которых могут быть расположены отверстия для смазки подшипников.

Полученная диаграмма износа показана на рисунке 40, суммирование сил по лучам показано в таблице 14.

Таблица 14

$\phi^\circ$	Значения $R_{шш}$ , кН для лучей											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0	0	0	0	0	36	36	36	36	0	0	0	0
10	0	0	0	0	35	35	35	35	0	0	0	0
20	0	0	0	0	33	33	33	33	0	0	0	0
30	0	0	0	0	29	29	29	29	0	0	0	0
40	0	0	0	0	25	25	25	25	0	0	0	0
50	0	0	0	0	20	20	20	20	0	0	0	0
60	0	0	0	0	15	15	15	15	0	0	0	0
70	0	0	0	0	13	13	13	13	0	0	0	0
80	0	0	0	0	0	13	13	13	13	0	0	0
90	0	0	0	0	0	16	16	16	16	0	0	0
100	0	0	0	0	0	19	19	19	19	0	0	0
110	0	0	0	0	0	21	21	21	21	0	0	0
120	0	0	0	0	0	24	24	24	24	0	0	0
130	0	0	0	0	0	25	25	25	25	0	0	0
140	0	0	0	0	0	26	26	26	26	0	0	0
150	0	0	0	0	0	26	26	26	26	0	0	0
160	0	0	0	0	0	26	26	26	26	0	0	0

*Продолжение таблицы 14*

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
170	0	0	0	0	0	26	26	26	26	0	0	0
180	0	0	0	0	26	26	26	26	26	0	0	0
190	0	0	0	0	26	26	26	26	0	0	0	0
200	0	0	0	0	26	26	26	26	0	0	0	0
210	0	0	0	0	26	26	26	26	0	0	0	0
220	0	0	0	0	26	26	26	26	0	0	0	0
230	0	0	0	0	25	25	25	25	0	0	0	0
240	0	0	0	0	24	24	24	24	0	0	0	0
250	0	0	0	0	22	22	22	22	0	0	0	0
260	0	0	0	0	19	19	19	19	0	0	0	0
270	0	0	0	0	17	17	17	17	0	0	0	0
280	0	0	0	0	14	14	14	14	0	0	0	0
290	0	0	0	0	13	13	13	13	0	0	0	0
300	0	0	0	0	0	13	13	13	13	0	0	0
310	0	0	0	0	0	15	15	15	15	0	0	0
320	0	0	0	0	0	16	16	16	16	0	0	0
330	0	0	0	0	0	14	14	14	14	0	0	0
340	0	0	0	0	7	7	7	7	0	0	0	0
350	10	10	10	0	0	0	0	0	0	0	0	10
360	26	26	26	0	0	0	0	0	0	0	26	26
370	37	37	0	0	0	0	0	0	0	0	37	37
380	42	0	0	0	0	0	0	0	0	42	42	42
390	0	0	0	0	0	0	0	0	19	19	19	19
400	0	0	0	0	0	0	0	13	13	13	13	0
410	0	0	0	0	0	0	12	12	12	12	0	0
420	0	0	0	0	0	0	14	14	14	14	0	0
430	0	0	0	0	0	0	16	16	16	16	0	0
440	0	0	0	0	0	0	18	18	18	18	0	0
450	0	0	0	0	0	0	21	21	21	21	0	0
460	0	0	0	0	0	0	24	24	24	24	0	0
470	0	0	0	0	0	0	26	26	26	26	0	0
480	0	0	0	0	0	28	28	28	28	0	0	0
490	0	0	0	0	0	29	29	29	29	0	0	0
500	0	0	0	0	0	29	29	29	29	0	0	0
510	0	0	0	0	0	30	30	30	30	0	0	0
520	0	0	0	0	0	29	29	29	29	0	0	0
530	0	0	0	0	0	28	28	28	28	0	0	0
540	0	0	0	0	28	28	28	28	0	0	0	0
550	0	0	0	0	28	28	28	28	0	0	0	0
560	0	0	0	0	26	26	26	26	0	0	0	0
570	0	0	0	0	26	26	26	26	0	0	0	0
580	0	0	0	0	26	26	26	26	0	0	0	0
590	0	0	0	0	25	25	25	25	0	0	0	0
600	0	0	0	0	24	24	24	24	0	0	0	0
610	0	0	0	0	22	22	22	22	0	0	0	0
620	0	0	0	0	19	19	19	19	0	0	0	0

Продолжение таблицы 14

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
630	0	0	0	0	16	16	16	16	0	0	0	0
640	0	0	0	0	13	13	13	13	0	0	0	0
650	0	0	0	0	0	13	13	13	13	0	0	0
660	0	0	0	0	0	15	15	15	15	0	0	0
670	0	0	0	0	0	20	20	20	20	0	0	0
680	0	0	0	0	0	24	24	24	24	0	0	0
690	0	0	0	0	0	29	29	29	29	0	0	0
700	0	0	0	0	0	33	33	33	33	0	0	0
710	0	0	0	0	0	35	35	35	35	0	0	0
720	0	0	0	0	36	36	36	36	36	0	0	0
$\Sigma R_{\text{ш.ш}}$	115	73	36	0	727	1348	1480	1493	874	206	136	134

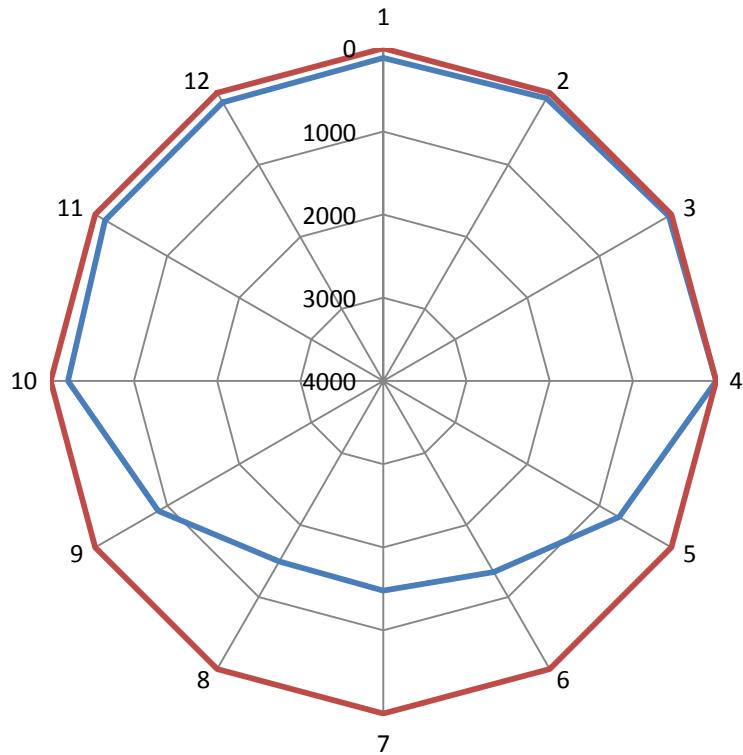


Рисунок 40 – Диаграмма износа шатунной шейки

### 3.2.9 Силы действующие на коренные шейки коленчатого вала

Результирующая сила действующая на коренную шейку коленчатого вала находится как геометрическая сумма сил передающихся со смежных, при-

мыкающих к коренной шейке колен вала и взятая с обратным направлением.

Аналитическая формула для подсчета  $R_{\text{кш}}$ :

$$R_{\text{кш}} = \sqrt{T_{\Sigma}^2 + K_{\Sigma}^2},$$

где  $T_{\Sigma}$  и  $K_{\Sigma}$  - соответственно суммы проекций сил передающихся со смежных колен на оси  $T$  и  $K$  i-го кривошипа.

Силы передающиеся с колен определяются с учетом порядка работы цилиндров и угла интервала между вспышками. Для построения полярной диаграммы и диаграммы износа коренной шейки требуется определить самую нагруженную. С этой целью вычисляются  $R_{\text{кш}}$  действующие на коренную шейку при поворотах коленвала с шагом  $\varphi=10^\circ$  для всех коренных шеек за исключением первой и последней, определяются  $R_{\text{кш,ср}}$ ,  $R_{\text{кш,min}}$ ,  $R_{\text{кш,max}}$  и выбирается коренная шейка по наибольшим полученным значениям.

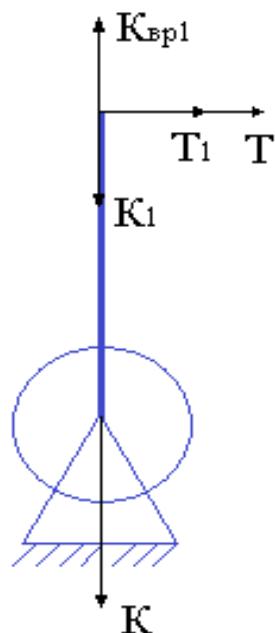


Рисунок 41– Силы, действующие на 1-ю коренную шейку

$R_{\text{кш1}}$  первой шейки для угла поворота коленчатого вала в  $10^\circ$ :

$$T_{\Sigma 1} = -0,5 \cdot T_1 = -0,5 \cdot (-5,07) = 2,54 \text{ кН};$$

$$K_{\Sigma 1} = -0,5 \cdot (K_1 - K_{\text{bp}1}) = -0,5 \cdot (-22,0 - 30,9) = 26,45 \text{ кН};$$

$$R_{\text{кш1}} = \sqrt{T_{\Sigma 1}^2 + K_{\Sigma 1}^2} = \sqrt{(2,54)^2 + (26,45)^2} = 26,57 \text{ кН};$$

Остальные значения  $R_{k,ш1}$  для первой коренной шейки приведены в таблице 15.

Таблица 15

$\varphi_1$	$T_1, \text{kH}$	$K_1, \text{kH}$	$T_{\Sigma 1}, \text{kH}$	$K_{\Sigma 1}, \text{kH}$	$R_{k,ш1}, \text{kH}$
1	2	3	4	5	6
0	0	-23,08	0	26,99	26,99
10	-5,07	-22,00	2,54	26,45	26,57
20	-9,12	-18,79	4,56	24,84	25,26
30	-11,35	-14,20	5,67	22,55	23,25
40	-11,39	-9,18	5,69	20,04	20,83
50	-9,36	-4,71	4,68	17,80	18,41
60	-5,81	-1,55	2,90	16,22	16,48
70	-1,52	-0,10	0,76	15,50	15,51
80	2,67	-0,34	-1,33	15,62	15,67
90	6,07	-1,91	-3,03	16,40	16,68
100	8,30	-4,26	-4,15	17,58	18,06
110	9,26	-6,82	-4,63	18,86	19,42
120	9,12	-9,13	-4,56	20,01	20,53
130	8,16	-10,94	-4,08	20,92	21,31
140	6,71	-12,16	-3,35	21,53	21,79
150	5,04	-12,87	-2,52	21,88	22,03
160	3,32	-13,22	-1,66	22,06	22,12
170	1,64	-13,35	-0,82	22,12	22,14
180	0	-13,38	0	22,14	22,14
190	-1,64	-13,35	0,82	22,12	22,14
200	-3,33	-13,25	1,67	22,07	22,14
210	-5,07	-12,95	2,53	21,92	22,07
220	-6,78	-12,30	3,39	21,60	21,86
230	-8,31	-11,14	4,16	21,02	21,43
240	-9,40	-9,42	4,70	20,16	20,70
250	-9,75	-7,18	4,87	19,04	19,65
260	-9,09	-4,67	4,54	17,78	18,35
270	-7,30	-2,30	3,65	16,60	16,99
280	-4,52	-0,57	2,26	15,73	15,89
290	-1,22	0,08	0,61	15,41	15,42
300	1,86	-0,50	-0,93	15,70	15,72
310	3,76	-1,89	-1,88	16,39	16,50
320	3,60	-2,91	-1,80	16,90	17,00
330	0,97	-1,21	-0,48	16,05	16,06
340	-3,18	6,55	1,59	12,17	12,28
350	-4,91	21,31	2,46	4,79	5,39
360	0	38,32	0	-3,71	3,71
370	11,14	48,30	-5,57	-8,70	10,33
380	23,10	47,59	-11,55	-8,35	14,25

*Продолжение таблицы 15*

1	2	3	4	5	6
390	16,62	20,80	-8,31	5,05	9,72
400	12,58	10,14	-6,29	10,38	12,13
410	9,72	4,89	-4,86	13,00	13,88
420	9,23	2,46	-4,62	14,22	14,95
430	10,31	0,65	-5,15	15,12	15,97
440	11,95	-1,51	-5,98	16,20	17,27
450	13,35	-4,20	-6,68	17,55	18,77
460	13,99	-7,18	-6,99	19,04	20,28
470	13,69	-10,08	-6,84	20,49	21,60
480	12,65	-12,67	-6,32	21,78	22,68
490	10,75	-14,41	-5,37	22,65	23,28
500	8,61	-15,60	-4,30	23,25	23,64
510	6,37	-16,29	-3,19	23,59	23,81
520	4,13	-16,41	-2,06	23,65	23,74
530	1,89	-15,39	-0,95	23,14	23,16
540	0	-15,08	0	22,99	22,99
550	-1,85	-15,04	0,93	22,97	22,99
560	-3,42	-13,62	1,71	22,26	22,32
570	-5,15	-13,16	2,58	22,03	22,18
580	-6,81	-12,35	3,41	21,62	21,89
590	-8,26	-11,08	4,13	20,99	21,39
600	-9,24	-9,26	4,62	20,08	20,60
610	-9,40	-6,92	4,70	18,91	19,48
620	-8,45	-4,34	4,23	17,62	18,12
630	-6,24	-1,96	3,12	16,43	16,72
640	-2,84	-0,36	1,42	15,63	15,69
650	1,35	-0,09	-0,67	15,49	15,50
660	5,64	-1,51	-2,82	16,20	16,44
670	9,21	-4,64	-4,61	17,77	18,35
680	11,26	-9,08	-5,63	19,99	20,76
690	11,24	-14,07	-5,62	22,48	23,17
700	9,05	-18,64	-4,52	24,77	25,18
710	5,04	-21,84	-2,52	26,37	26,49
720	0	-23,08	0	26,99	26,99

$$R_{\text{к.ш1.средн.знач.}} = 19,25 \text{ кН};$$

$$R_{\text{к.ш1.max.знач.}} = 26,985 \text{ кН};$$

$$R_{\text{к.ш1.min.знач.}} = 3,713 \text{ кН}.$$

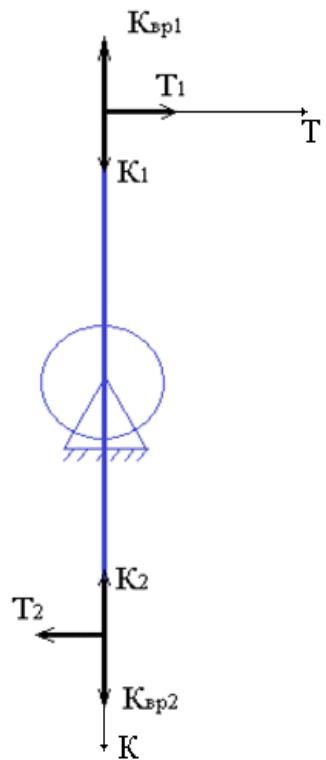


Рисунок 42 – Силы, действующие на 2-ю коренную шейку

$R_{k,ш2}$  второй шейки для угла поворота коленчатого вала в  $10^\circ$ :

$$T_{\Sigma 2} = -0,5 \cdot (T_1 - T_2) = -0,5 \cdot (-5,07 - (-1,64)) = 1,72 \text{ кН};$$

$$\begin{aligned} K_{\Sigma 2} &= -0,5 \cdot (K_{bp2} - K_{bp1} + K_1 - K_2) \\ &= -0,5 \cdot (-30,9 - (-30,9) + (-22,0) - (-13,35)) = 4,32 \text{ кН}; \end{aligned}$$

$$R_{k,ш2} = \sqrt{T_{\Sigma 2}^2 + K_{\Sigma 2}^2} = \sqrt{(1,72^2) + (4,32^2)} = 4,65 \text{ кН};$$

Остальные значения  $R_{k,ш2}$  для второй коренной шейки приведены в таблице 16.

Таблица 16

$\varphi_1, {}^\circ$	$T_1, \text{ кН}$	$K_1, \text{ кН}$	$\varphi_2, {}^\circ$	$T_2, \text{ кН}$	$K_2, \text{ кН}$	$T_{\Sigma 2}, \text{ кН}$	$K_{\Sigma 2}, \text{ кН}$	$R_{k,ш2}, \text{ кН}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	0,00	-23,08	180	0,00	-13,38	0,00	4,85	4,85
10	-5,07	-22,00	190	-1,64	-13,35	1,72	4,32	4,65
20	-9,12	-18,79	200	-3,33	-13,25	2,89	2,77	4,01
30	-11,35	-14,20	210	-5,07	-12,95	3,14	0,63	3,20
40	-11,39	-9,18	220	-6,78	-12,30	2,30	-1,56	2,78
50	-9,36	-4,71	230	-8,31	-11,14	0,53	-3,22	3,26
60	-5,81	-1,55	240	-9,40	-9,42	-1,80	-3,93	4,32
70	-1,52	-0,10	250	-9,75	-7,18	-4,11	-3,54	5,43

*Продолжение таблицы 16*

1	2	3	4	5	6	7	8	9
80	2,67	-0,34	260	-9,09	-4,67	-5,88	-2,17	6,26
90	6,07	-1,91	270	-7,30	-2,30	-6,68	-0,19	6,69
100	8,30	-4,26	280	-4,52	-0,57	-6,41	1,85	6,67
110	9,26	-6,82	290	-1,22	0,08	-5,24	3,45	6,27
120	9,12	-9,13	300	1,86	-0,50	-3,63	4,32	5,64
130	8,16	-10,94	310	3,76	-1,89	-2,20	4,52	5,03
140	6,71	-12,16	320	3,60	-2,91	-1,55	4,63	4,88
150	5,04	-12,87	330	0,97	-1,21	-2,04	5,83	6,18
160	3,32	-13,22	340	-3,18	6,55	-3,25	9,88	10,41
170	1,64	-13,35	350	-4,91	21,31	-3,28	17,33	17,63
180	0,00	-13,38	360	0,00	38,32	0,00	25,85	25,85
190	-1,64	-13,35	370	11,14	48,30	6,39	30,83	31,48
200	-3,33	-13,25	380	23,10	47,59	13,21	30,42	33,17
210	-5,07	-12,95	390	16,62	20,80	10,84	16,88	20,06
220	-6,78	-12,30	400	12,58	10,14	9,68	11,22	14,82
230	-8,31	-11,14	410	9,72	4,89	9,01	8,02	12,06
240	-9,40	-9,42	420	9,23	2,46	9,32	5,94	11,05
250	-9,75	-7,18	430	10,31	0,65	10,03	3,92	10,76
260	-9,09	-4,67	440	11,95	-1,51	10,52	1,58	10,64
270	-7,30	-2,30	450	13,35	-4,20	10,33	-0,95	10,37
280	-4,52	-0,57	460	13,99	-7,18	9,26	-3,31	9,83
290	-1,22	0,08	470	13,69	-10,08	7,45	-5,08	9,02
300	1,86	-0,50	480	12,65	-12,67	5,39	-6,09	8,13
310	3,76	-1,89	490	10,75	-14,41	3,49	-6,26	7,17
320	3,60	-2,91	500	8,61	-15,60	2,50	-6,35	6,82
330	0,97	-1,21	510	6,37	-16,29	2,70	-7,54	8,01
340	-3,18	6,55	520	4,13	-16,41	3,65	-11,48	12,05
350	-4,91	21,31	530	1,89	-15,39	3,40	-18,35	18,66
360	0,00	38,32	540	0,00	-15,08	0,00	-26,70	26,70
370	11,14	48,30	550	-1,85	-15,04	-6,49	-31,67	32,33
380	23,10	47,59	560	-3,42	-13,62	-13,26	-30,61	33,36
390	16,62	20,80	570	-5,15	-13,16	-10,89	-16,98	20,17
400	12,58	10,14	580	-6,81	-12,35	-9,70	-11,25	14,85
410	9,72	4,89	590	-8,26	-11,08	-8,99	-7,98	12,02
420	9,23	2,46	600	-9,24	-9,26	-9,24	-5,86	10,94
430	10,31	0,65	610	-9,40	-6,92	-9,85	-3,79	10,56
440	11,95	-1,51	620	-8,45	-4,34	-10,20	-1,42	10,30
450	13,35	-4,20	630	-6,24	-1,96	-9,79	1,12	9,86
460	13,99	-7,18	640	-2,84	-0,36	-8,41	3,41	9,08
470	13,69	-10,08	650	1,35	-0,09	-6,17	5,00	7,94
480	12,65	-12,67	660	5,64	-1,51	-3,50	5,58	6,59
490	10,75	-14,41	670	9,21	-4,64	-0,77	4,89	4,95
500	8,61	-15,60	680	11,26	-9,08	1,33	3,26	3,52
510	6,37	-16,29	690	11,24	-14,07	2,43	1,11	2,67

*Продолжение таблицы 16*

1	2	3	4	5	6	7	8	9
520	4,13	-16,41	700	9,05	-18,64	2,46	-1,11	2,70
530	1,89	-15,39	710	5,04	-21,84	1,57	-3,23	3,59
540	0,00	-15,08	720	0,00	-23,08	0,00	-4,00	4,00
550	-1,85	-15,04	10	-5,07	-22,00	-1,61	-3,48	3,84
560	-3,42	-13,62	20	-9,12	-18,79	-2,85	-2,58	3,84
570	-5,15	-13,16	30	-11,35	-14,20	-3,10	-0,52	3,14
580	-6,81	-12,35	40	-11,39	-9,18	-2,29	1,58	2,78
590	-8,26	-11,08	50	-9,36	-4,71	-0,55	3,18	3,23
600	-9,24	-9,26	60	-5,81	-1,55	1,72	3,85	4,22
610	-9,40	-6,92	70	-1,52	-0,10	3,94	3,41	5,21
620	-8,45	-4,34	80	2,67	-0,34	5,56	2,00	5,91
630	-6,24	-1,96	90	6,07	-1,91	6,15	0,03	6,15
640	-2,84	-0,36	100	8,30	-4,26	5,57	-1,95	5,90
650	1,35	-0,09	110	9,26	-6,82	3,96	-3,37	5,20
660	5,64	-1,51	120	9,12	-9,13	1,74	-3,81	4,19
670	9,21	-4,64	130	8,16	-10,94	-0,53	-3,15	3,20
680	11,26	-9,08	140	6,71	-12,16	-2,27	-1,54	2,75
690	11,24	-14,07	150	5,04	-12,87	-3,10	0,60	3,16
700	9,05	-18,64	160	3,32	-13,22	-2,86	2,71	3,94
710	5,04	-21,84	170	1,64	-13,35	-1,70	4,25	4,57
720	0,00	-23,08	180	0,00	-13,38	0,00	4,85	4,85

$$R_{\text{к.ш2.средн.знач.}} = 9,18 \text{ кН};$$

$$R_{\text{к.ш2.max.знач.}} = 33,36 \text{ кН};$$

$$R_{\text{к.ш2.min.знач.}} = 2,67 \text{ кН}.$$

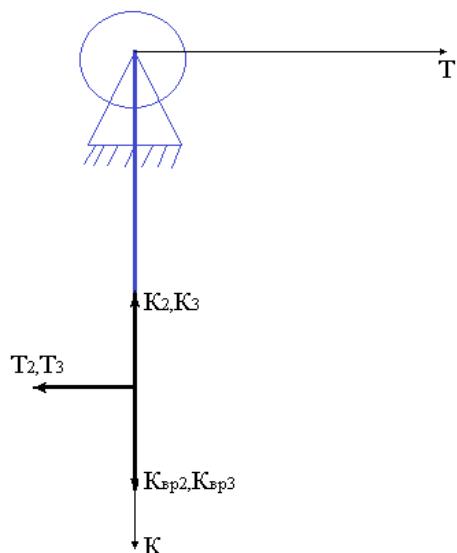


Рисунок 43 – Силы, действующие на 3-ю коренную шейку

$R_{k,ш3}$  третьей шейки для угла поворота коленчатого вала в  $10^\circ$ :

$$T_{\Sigma 3} = -0,5(-T_2 - T_3) = -0,5(-(-1,64) - (-1,85)) = -1,75 \text{ кН};$$

$$K_{\Sigma 3} = -0,5(K_{Bp2} + K_{Bp3} - K_2 - K_3) = -0,5(-30,9 + (-30,9) - (-13,35) - (-15,04)) = \\ = 16,7 \text{ кН};$$

$$R_{k,ш3} = \sqrt{T_{K3}^2 + K_{K3}^2} = \sqrt{(-1,75)^2 + 16,7^2} = 16,79 \text{ кН};$$

Остальные значения  $R_{k,ш3}$  для третьей коренной шейки приведены в таблице 17.

Таблица 17

$\varphi_1, ^\circ$	$\varphi_2, ^\circ$	$T_2, \text{ кН}$	$K_2, \text{ кН}$	$\varphi_3, ^\circ$	$T_3, \text{ кН}$	$K_3, \text{ кН}$	$T_{\Sigma 3}, \text{ кН}$	$K_{\Sigma 3}, \text{ кН}$	$R_{k,ш3}, \text{ кН}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0	180	0	-13,8	540	0	-15,1	0	16,67	16,67
10	190	-1,64	-13,5	550	-1,85	-15,4	-1,75	16,70	16,79
20	200	-3,33	-13,2	560	-3,42	-13,6	-3,38	17,46	17,78
30	210	-5,07	-12,9	570	-5,15	-13,1	-5,11	17,84	18,56
40	220	-6,78	-12,3	580	-6,81	-12,3	-6,80	18,57	19,78
50	230	-8,31	-11,1	590	-8,26	-11,8	-8,29	19,78	21,45
60	240	-9,40	-9,42	600	-9,24	-9,26	-9,32	21,56	23,49
70	250	-9,75	-7,18	610	-9,40	-6,92	-9,57	23,84	25,69
80	260	-9,09	-4,67	620	-8,45	-4,34	-8,77	26,39	27,81
90	270	-7,30	-2,30	630	-6,24	-1,96	-6,77	28,77	29,55
100	280	-4,52	-0,57	640	-2,84	-0,36	-3,68	30,43	30,65
110	290	-1,22	0,08	650	1,35	-0,09	0,07	30,89	30,89
120	300	1,86	-0,50	660	5,64	-1,51	3,75	29,89	30,13
130	310	3,76	-1,89	670	9,21	-4,64	6,49	27,63	28,38
140	320	3,60	-2,91	680	11,26	-9,08	7,43	24,90	25,99
150	330	0,97	-1,21	690	11,24	-14,7	6,10	23,26	24,04
160	340	-3,18	6,55	700	9,05	-18,6	2,93	24,85	25,02
170	350	-4,91	21,31	710	5,04	-21,8	0,06	30,63	30,63
180	360	0	38,32	720	0	-23,8	0	38,52	38,52
190	370	11,14	48,30	10	-5,07	-22,0	3,03	44,04	44,15
200	380	23,10	47,59	20	-9,12	-18,7	6,99	45,30	45,83
210	390	16,62	20,80	30	-11,5	-14,2	2,64	34,20	34,30
220	400	12,58	10,14	40	-11,9	-9,18	0,59	31,37	31,38
230	410	9,72	4,89	50	-9,36	-4,71	0,18	30,98	30,98
240	420	9,23	2,46	60	-5,81	-1,55	1,71	31,35	31,40
250	430	10,31	0,65	70	-1,52	-0,10	4,39	31,17	31,48
260	440	11,95	-1,51	80	2,67	-0,34	7,31	29,97	30,85
270	450	13,35	-4,20	90	6,07	-1,91	9,71	27,84	29,49
280	460	13,99	-7,18	100	8,30	-4,26	11,14	25,17	27,53
290	470	13,69	-10,8	110	9,26	-6,82	11,47	22,44	25,21
300	480	12,65	-12,6	120	9,12	-9,13	10,88	19,99	22,76

*Продолжение таблицы 17*

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
310	490	10,75	-14,4	130	8,16	-10,9	9,45	18,22	20,53
320	500	8,61	-15,6	140	6,71	-12,1	7,66	17,01	18,66
330	510	6,37	-16,2	150	5,04	-12,8	5,71	16,31	17,28
340	520	4,13	-16,4	160	3,32	-13,2	3,72	16,08	16,50
350	530	1,89	-15,3	170	1,64	-13,3	1,77	16,53	16,62
360	540	0	-15,0	180	0	-13,3	0	16,67	16,67
370	550	-1,85	-15,0	190	-1,64	-13,3	-1,75	16,70	16,79
380	560	-3,42	-13,6	200	-3,33	-13,2	-3,38	17,46	17,78
390	570	-5,15	-13,1	210	-5,07	-12,9	-5,11	17,84	18,56
400	580	-6,81	-12,3	220	-6,78	-12,3	-6,80	18,57	19,78
410	590	-8,26	-11,0	230	-8,31	-11,1	-8,29	19,78	21,45
420	600	-9,24	-9,26	240	-9,40	-9,42	-9,32	21,56	23,49
430	610	-9,40	-6,92	250	-9,75	-7,18	-9,57	23,84	25,69
440	620	-8,45	-4,34	260	-9,09	-4,67	-8,77	26,39	27,81
450	630	-6,24	-1,96	270	-7,30	-2,30	-6,77	28,77	29,55
460	640	-2,84	-0,36	280	-4,52	-0,57	-3,68	30,43	30,65
470	650	1,35	-0,09	290	-1,22	0,08	0,07	30,89	30,89
480	660	5,64	-1,51	300	1,86	-0,50	3,75	29,89	30,13
490	670	9,21	-4,64	310	3,76	-1,89	6,49	27,63	28,38
500	680	11,26	-9,08	320	3,60	-2,91	7,43	24,90	25,99
510	690	11,24	-14,0	330	0,97	-1,21	6,10	23,26	24,04
520	700	9,05	-18,6	340	-3,18	6,55	2,93	24,85	25,02
530	710	5,04	-21,8	350	-4,91	21,31	0,06	30,63	30,63
540	720	0	-23,0	360	0	38,32	0	38,52	38,52
550	10	-5,07	-22,0	370	11,14	48,30	3,03	44,04	44,15
560	20	-9,12	-18,7	380	23,10	47,59	6,99	45,30	45,83
570	30	-11,3	-14,2	390	16,62	20,80	2,64	34,20	34,30
580	40	-11,3	-9,18	400	12,58	10,14	0,59	31,37	31,38
590	50	-9,36	-4,71	410	9,72	4,89	0,18	30,98	30,98
600	60	-5,81	-1,55	420	9,23	2,46	1,71	31,35	31,40
610	70	-1,52	-0,10	430	10,31	0,65	4,39	31,17	31,48
620	80	2,67	-0,34	440	11,95	-1,51	7,31	29,97	30,85
630	90	6,07	-1,91	450	13,35	-4,20	9,71	27,84	29,49
640	100	8,30	-4,26	460	13,99	-7,18	11,14	25,17	27,53
650	110	9,26	-6,82	470	13,69	-10,0	11,47	22,44	25,21
660	120	9,12	-9,13	480	12,65	-12,6	10,88	19,99	22,76
670	130	8,16	-10,9	490	10,75	-14,4	9,45	18,22	20,53
680	140	6,71	-12,1	500	8,61	-15,6	7,66	17,01	18,66
690	150	5,04	-12,8	510	6,37	-16,2	5,71	16,31	17,28
700	160	3,32	-13,2	520	4,13	-16,4	3,72	16,08	16,50
710	170	1,64	-13,3	530	1,89	-15,3	1,77	16,53	16,62
720	180	0	-13,3	540	0	-15,0	0	16,67	16,67

$$R_{\text{к.ш3.средн.знач.}} = 26,44 \text{ кН};$$

$$R_{\text{к.ш3.}max\text{.знач.}} = 45,833 \text{ кН};$$

$$R_{\text{к.ш3.}min\text{.знач.}} = 16,505 \text{ кН.}$$

Далее из рассмотренных коренных шеек коленчатого вала находим самую нагруженную, путем нахождения  $R_{\text{кш.}min}$ ,  $R_{\text{кш.}max}$  и  $R_{\text{кш.}cp}$  (Таблица 18).

Таблица 18

Шейка	1	2	3
$R_{\text{кш.}min}$ , кН	3,713	2,67	16,51
$R_{\text{кш.}max}$ , кН	26,98	33,36	45,83
$R_{\text{кш.}cp}$ , кН	19,25	9,18	26,44
$M_{\text{наб.}min}$ , кН·м	0	-558,1	-891,9
$M_{\text{наб.}max}$ , кН·м	0	1131,8	977,8
$M_{\text{наб.}cp}$ , кН·м	0	82,9	165,8

Нагрузки на 4-ю и 5-ю коренные шейки в соответствии с порядком работы двигателя и расположением кривошипов равны нагрузкам, действующим на 2-ю и 1-ю шейки, но смещены на  $360^\circ$ .

Из сравнения  $R_{\text{кш1}}$ ,  $R_{\text{кш2}}$ ,  $R_{\text{кш3}}$  видно, что максимально нагруженной является 3-я коренная шейка.

Полярную диаграмму строим таким же образом, как и для шатунной шейки, в качестве абсцисс и ординат берем Т и К.

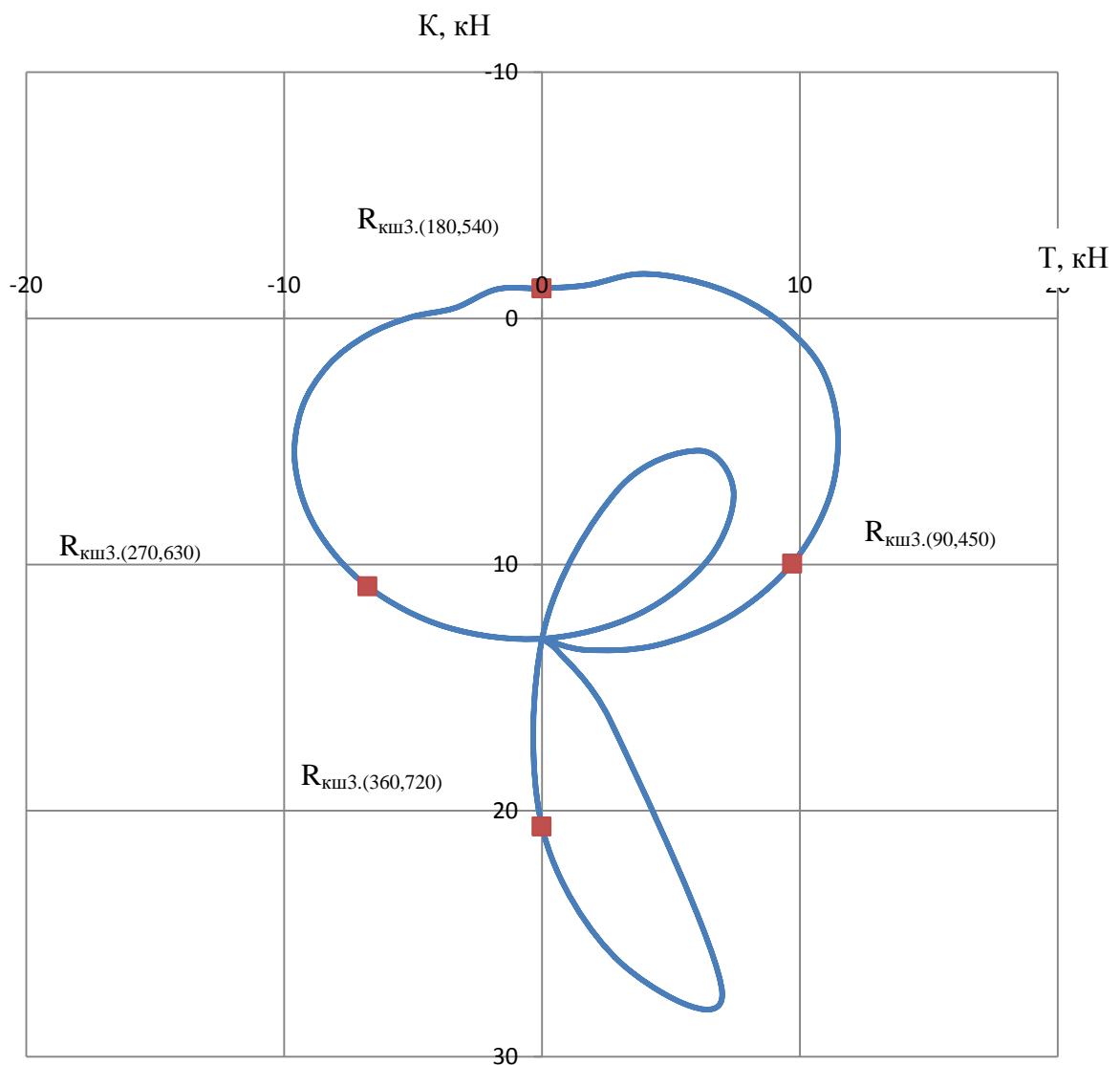


Рисунок 44 – Полярная диаграмма сил, действующих на 3-ю коренную шейку

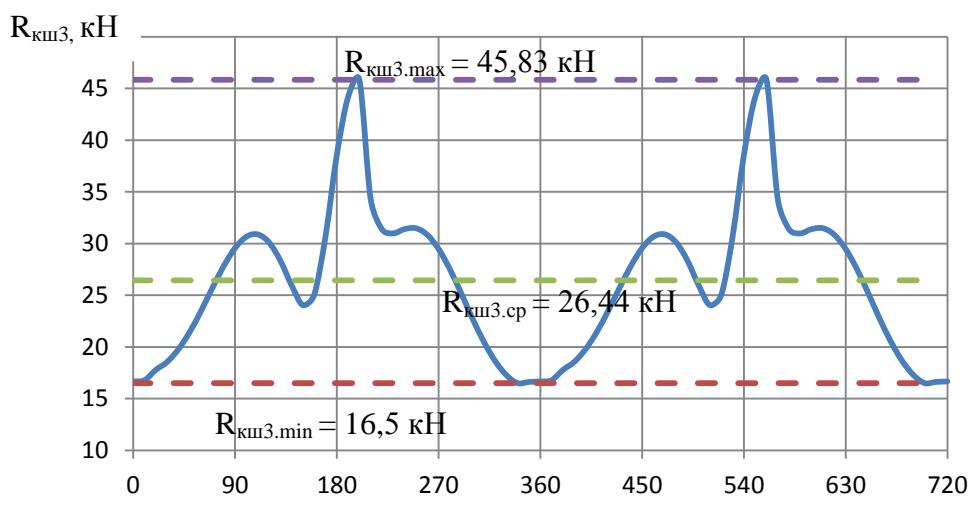


Рисунок 45 – Диаграмма сил, действующих на 3-ю коренную шейку

### 3.2.10 Диаграмма износа коренной шейки

По полярной диаграмме строят диаграмму износа наиболее нагруженной 3-й шейки.

Чтобы найти участок коренной шейки для сверления масло-подводящего отверстия рекомендуется построить диаграмму износа. Для ее построения вычерчивается окружность произвольного радиуса и делится также на 12 частей. Для каждой точки деления окружности шейки определяются по полярной диаграмме, изображенной на рисунке 44, силы  $R_{кш}(\varphi)$  с интервалом угла  $\varphi$ , равным  $10^\circ$ , действующие в секторах с углами  $\pm 60^\circ$  от каждой точки контура шейки. Величины этих сил суммируют для каждой точки контура коренной шейки.

Величины  $R_{кш,\Sigma}$  в принятом масштабе откладывают от соответствующей точки контура шейки по лучу к центру окружности контура. Концы отложенных отрезков соединяют плавной линией, которая показывает относительный износ контура шейки, так как износ в конечном итоге пропорционален усилиям, действующим на изнашиваемую деталь.

По полученной диаграмме износа определяют наименее изнашиваемые зоны шейки, в которых могут быть расположены отверстия для смазки подшипников.

Полученная диаграмма износа показана на рисунке 46, суммирование сил по лучам показано в таблице 19.

Таблица 19

$\varphi^\circ$	Значения $R_{кш,3}$ , кН для лучей											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0	17	17	17	0	0	0	0	0	0	00	0	17
10	17	17	17	0	0	0	0	0	0	0	17	17
20	17	17	17	0	0	0	0	0	0	0	0	17
30	18	18	18	0	0	0	0	0	0	0	0	18
40	19	19	19	0	0	0	0	0	0	0	0	19
50	20	20	20	0	0	0	0	0	0	0	0	20
60	21	21	21	0	0	0	0	0	0	0	0	21
70	23	23	23	0	0	0	0	0	0	0	0	23
80	26	26	26	0	0	0	0	0	0	0	0	26
90	28	28	28	0	0	0	0	0	0	0	0	28
100	30	30	30	0	0	0	0	0	0	0	0	30
110	31	31	31	0	0	0	0	0	0	0	0	31
120	31	31	0	0	0	0	0	0	0	0	31	31
130	30	30	0	0	0	0	0	0	0	0	30	30
140	28	28	0	0	0	0	0	0	0	0	28	28
150	26	26	0	0	0	0	0	0	0	0	26	26

*Продолжение таблицы 19*

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
160	25	25	0	0	0	0	0	0	0	0	25	25
170	31	31	0	0	0	0	0	0	0	0	31	31
180	39	39	39	0	0	0	0	0	0	0	39	39
190	44	44	0	0	0	0	0	0	0	0	44	44
200	46	46	0	0	0	0	0	0	0	0	46	46
210	34	34	0	0	0	0	0	0	0	0	34	34
220	31	31	0	0	0	0	0	0	0	0	31	31
230	31	31	0	0	0	0	0	0	0	0	31	31
240	31	31	0	0	0	0	0	0	0	0	31	31
250	31	31	0	0	0	0	0	0	0	0	31	31
260	31	31	0	0	0	0	0	0	0	0	31	31
270	29	29	0	0	0	0	0	0	0	0	29	29
280	28	28	0	0	0	0	0	0	0	0	28	28
290	25	25	0	0	0	0	0	0	0	0	25	25
300	23	23	0	0	0	0	0	0	0	0	23	23
310	21	21	0	0	0	0	0	0	0	0	21	21
320	19	19	0	0	0	0	0	0	0	0	19	19
330	17	17	0	0	0	0	0	0	0	0	17	17
340	17	17	0	0	0	0	0	0	0	0	17	17
350	17	17	0	0	0	0	0	0	0	0	17	17
360	17	17	17	0	0	0	0	0	0	0	17	17
370	17	17	17	0	0	0	0	0	0	0	0	17
380	18	18	18	0	0	0	0	0	0	0	0	18
390	19	19	19	0	0	0	0	0	0	0	0	19
400	20	20	20	0	0	0	0	0	0	0	0	20
410	21	21	21	0	0	0	0	0	0	0	0	21
420	23	23	23	0	0	0	0	0	0	0	0	23
430	26	26	26	0	0	0	0	0	0	0	0	26
440	28	28	28	0	0	0	0	0	0	0	0	28
450	30	30	30	0	0	0	0	0	0	0	0	30
460	31	31	31	0	0	0	0	0	0	0	0	31
470	31	31	0	0	0	0	0	0	0	0	31	31
480	30	30	0	0	0	0	0	0	0	0	30	30
490	28	28	0	0	0	0	0	0	0	0	28	28
500	26	26	0	0	0	0	0	0	0	0	26	26
510	24	24	0	0	0	0	0	0	0	0	24	24
520	25	25	0	0	0	0	0	0	0	0	25	25
530	31	31	0	0	0	0	0	0	0	0	31	31
540	39	39	39	0	0	0	0	0	0	0	39	39
550	44	44	0	0	0	0	0	0	0	0	44	44
560	46	46	0	0	0	0	0	0	0	0	46	46
570	34	34	0	0	0	0	0	0	0	0	34	34
580	31	31	0	0	0	0	0	0	0	0	31	31
590	31	31	0	0	0	0	0	0	0	0	31	31
600	31	31	0	0	0	0	0	0	0	0	31	31
610	31	31	0	0	0	0	0	0	0	0	31	31
620	31	31	0	0	0	0	0	0	0	0	31	31
630	29	29	0	0	0	0	0	0	0	0	29	29

*Продолжение таблицы 19*

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
640	28	28	0	0	0	0	0	0	0	0	28	28
650	25	25	0	0	0	0	0	0	0	0	25	25
660	23	23	0	0	0	0	0	0	0	0	23	23
670	21	21	0	0	0	0	0	0	0	0	21	21
680	19	19	0	0	0	0	0	0	0	0	19	19
690	17	17	0	0	0	0	0	0	0	0	17	17
700	17	17	0	0	0	0	0	0	0	0	17	17
710	17	17	0	0	0	0	0	0	0	0	17	17
720	17	17	17	0	0	0	0	0	0	0	17	17
$\Sigma R_{k,III}$	1930	1930	590	0	0	0	0	0	0	0	1467	1930

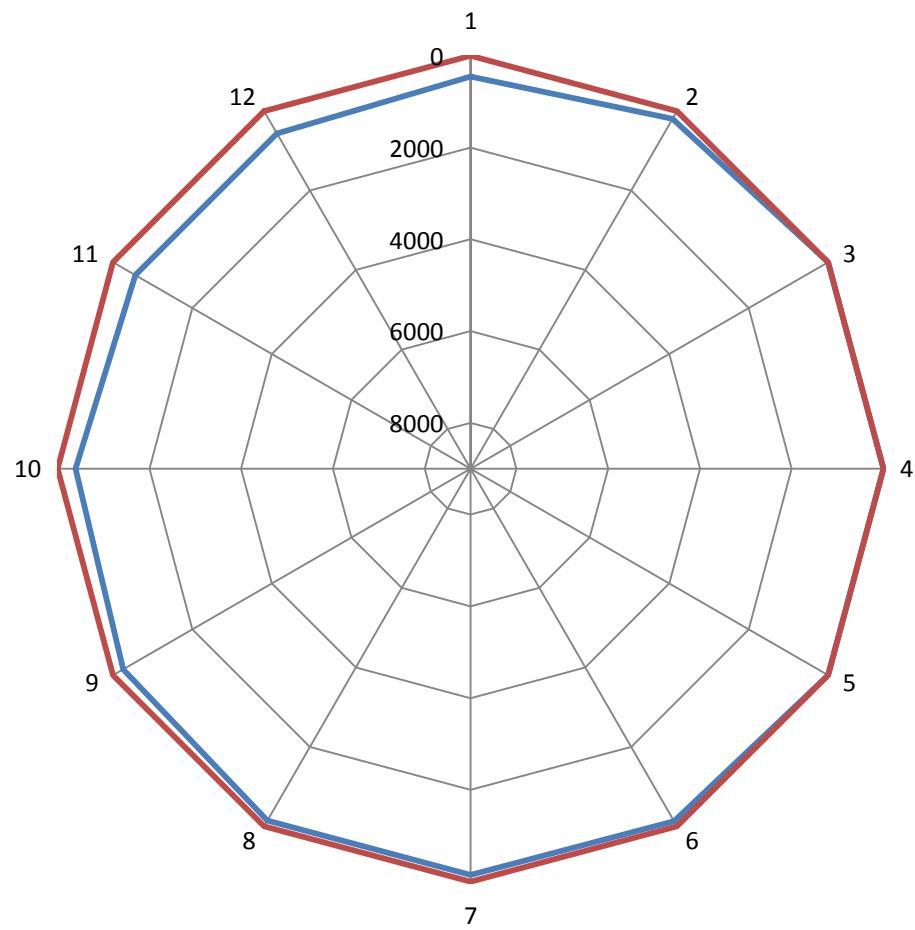


Рисунок 46 – Диаграмма износа наиболее нагруженной 3-й коренной шейки

### 3.3 Уравновешивание двигателя

Силы и моменты в КШМ непрерывно изменяются и если они не уравновешены, то вызывают вибрацию двигателя, передающейся раме автомобиля. В уравновешенном двигателе при установившемся режиме работы силы и моменты сил, передаваемые на его опоры, постоянны по величине и направлению или равны нулю.

Уравновешивание можно осуществить тремя способами:

- 1) Расположение определенным образом цилиндров и выбором такой кри-  
вошипной системы коленчатого вала, чтобы переменные силы инерции и их  
моменты взаимно уравновешивались;
- 2) Созданием с помощью дополнительных масс (противовесов) новых сил,  
в любой момент времени равных по величине, но противоположных по  
направлению основным уравновешиваемым силам;
- 3) Установкой балансирных валов;

Динамический расчёт показывает, что на КШМ действуют:

- силы инерции поступательно движущихся масс  $P_{jI}$  и  $P_{jII}$ ,
- центробежные силы инерции  $K_r$ ,
- возникают моменты  $M_{jI}$ ,  $M_{jII}$ ,  $M_r$ ,  $M_{опр} = M_{kp}$ .

Все эти силы и моменты вызывают неуравновешенность двигателя.

Следует учитывать, что опрокидывающий (крутящий) момент уравновесить невозможно, так как двигатель имеет один коленчатый вал. Следовательно, считаем двигатель уравновешенным, если выполняются следующие условия:

$$\Sigma K_r = 0, \quad \Sigma M_r = 0,$$

$$\Sigma P_{jI} = 0, \quad \Sigma M_{jI} = 0,$$

$$\Sigma P_{jII} = 0, \quad \Sigma M_{jII} = 0.$$

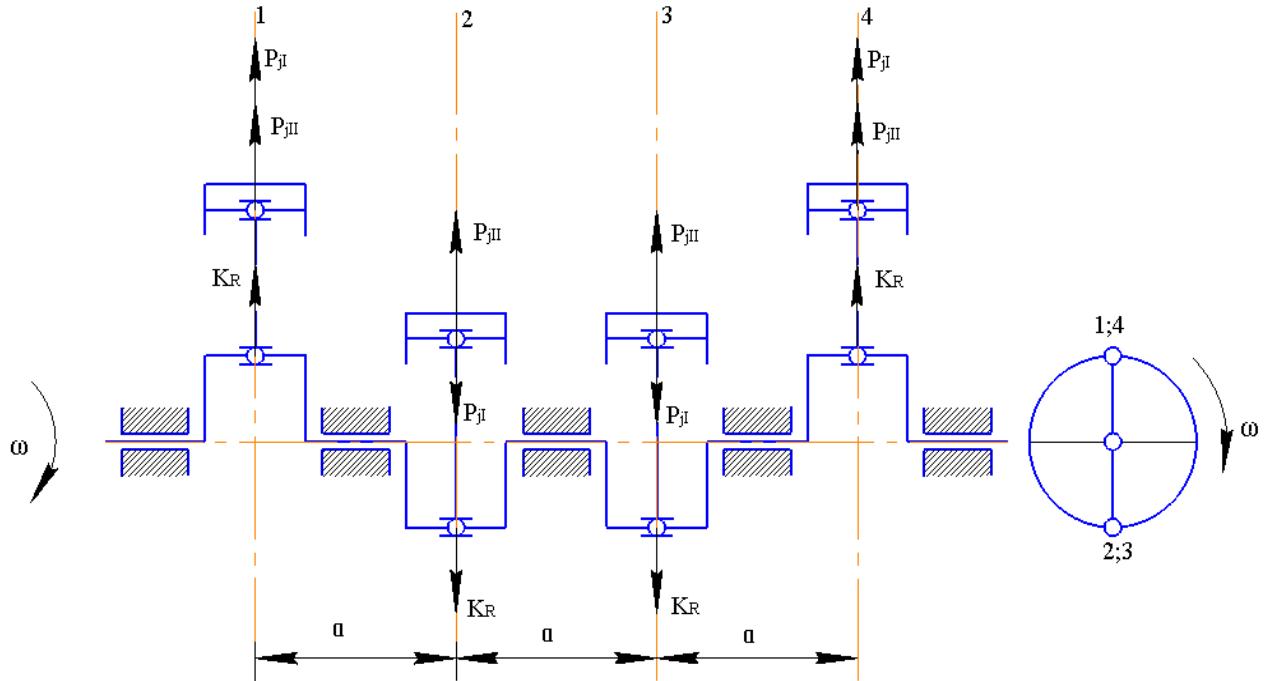


Рисунок 47 – Схема сил инерции действующих в четырехцилиндровом рядном двигателе

Четырехтактный четырехцилиндровый двигатель имеет плоский четырехколенный коленчатый вал с углами между кривошипами  $180^\circ$  и порядком работы цилиндров 1-3-4-2.

Схема двигателя с компоновкой R4 приведена на рисунке 47. Центробежные силы и силы инерции рассматриваемого двигателя полностью уравновешены и автоматически равны нулю :  $\sum K_r = 0$ ;  $\sum M_r = 0$ .

Силы инерции первого порядка и их моменты также уравновешены:

$$\sum P_{jI} = P_{jI(1)} + P_{jI(2)} + P_{jI(3)} + P_{jI(4)} = C \cos \varphi + C \cos(\varphi + 180^\circ) + C \cos(\varphi + 180^\circ) + C \cos \varphi = 0;$$

$$\sum M_{jI(0)} = P_{jI(1)} \cdot 1,5a + P_{jI(2)} \cdot 0,5a + P_{jI(3)} \cdot 0,5a + P_{jI(4)} \cdot 1,5a = 0.$$

Суммарная сила инерции второго порядка не уравновешена:

$$\sum P_{jII} =$$

$$P_{jII(1)} + P_{jII(2)} + P_{jII(3)} + P_{jII(4)} = \lambda C \cos 2\varphi + \lambda C \cos 2(\varphi + 180^\circ) + \lambda C \cos 2(\varphi + 180^\circ) + \lambda C \cos 2\varphi$$

Моменты от сил инерции второго порядка в связи с зеркальным расположением цилиндров полностью уравновешены:

$$\sum M_{jII(0)} = P_{jII(1)} \cdot 1,5a + P_{jII(2)} \cdot 0,5a + P_{jII(3)} \cdot 0,5a + P_{jII(4)} \cdot 1,5a = 0.$$

Таким образом в двигателе неуравновешен только один силовой фактор:

$$\sum P_{jII} = 4\lambda C \cos 2\varphi = 4\lambda(-m_j r \omega^2) \cos 2\varphi$$

Уравновесить двигатель можно частью механизма Ланчестера (рисунок 3.2), которая предназначена для уравновешивания силы  $\Sigma P_{jII}$ , т.е. двумя вращающимися с угловой частотой  $+2\omega$ ,  $-2\omega$  валами с установленными на них противовесами со статическим моментом  $M_{cт.пр}=4(0,125m_jr\lambda)$ .

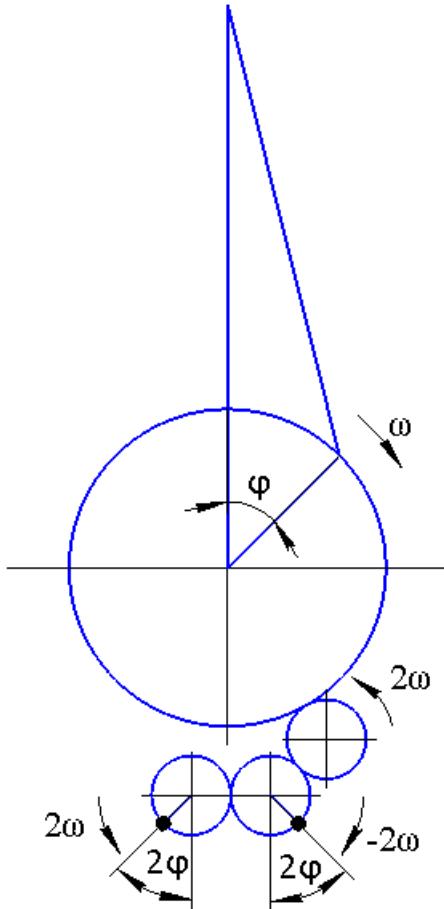


Рисунок 48 – Схема механизма уравновешивания

$$\Sigma P_{jII} = 4\lambda(-m_jr\omega^2)\cos 2\varphi = 4 \cdot 0,3 \cdot (-2,357 \cdot 0,049 \cdot 397,73^2) \cdot \cos(2 \cdot 10^\circ) = -17,8 \text{ кН};$$

$$\frac{d(\Sigma P_{jII})}{d\phi} = -4m_jr\omega^2 \sin\phi = 0;$$

$$(\Sigma P_{jII})_{\max} = 4\lambda m_j r \omega^2$$

$$2m_{np}\rho\omega^2 = 4\lambda m_j r \omega^2, \text{ где } \rho=r=0,049 \text{ м}$$

$$m_{np} = 2\lambda m_j = 2 \cdot 0,3 \cdot 2,357 = 1,41 \text{ кг} - \text{масса каждого противовеса.}$$

### **3.4 Расчет маховика**

Основное назначение маховика – обеспечение равномерности хода двигателя и создание необходимых условий для трогания машины с места.

Для автомобильных двигателей, работающих обычно с большой недогрузкой, характерен облегченный разгон машины и поэтому маховик автомобильного двигателя, как правило, имеет минимальные размеры.

Расчет маховика сводится к определению момента инерции  $J_M$  маховика, основных размеров, махового момента  $m_M$ ,  $D_{cp}$  и максимальной окружной скорости.

Для расчетов можно принять, что момент инерции маховика со сцепнелином автомобильного двигателя составляет 85% от момента инерции  $J_0$  двигателя.

Момент инерции двигателя равен:

$$J_0 = \frac{L_{изб}}{\delta \cdot \omega^2},$$

где  $\delta$  – коэффициент неравномерности хода,  $L_{изб}$  – избыточная работа крутящего момента.

Примем коэффициент неравномерности хода равным:

$$\delta=0,015 [1];$$

Величина избыточной работы крутящего момента определяется графически по площади  $F$  из графика суммарного крутящего момента (рисунок 49):

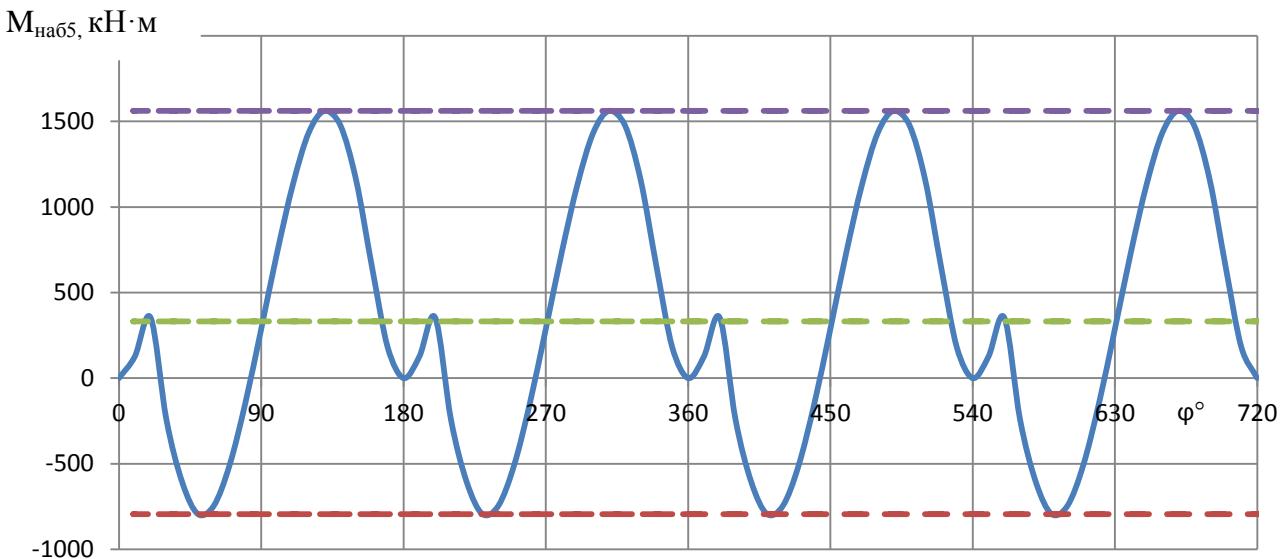


Рисунок 49 – Изменение суммарного набегающего момента

Избыточная работа крутящего момента равна:

$$L_{изб} = \frac{F \cdot 4 \cdot \pi \cdot 25}{180 \cdot i};$$

$$L_{изб} = \frac{450 \cdot 4 \cdot 3,14 \cdot 25}{4 \cdot 180} = 196,25 \text{ Дж};$$

Определим момент инерции двигателя:

$$J_0 = \frac{196,25}{0,015 \cdot 397,73^2} = 0,0827 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

Средний диаметр маховика примем равным:

$$D_{cp} = 2,5 \cdot S;$$

$$D_{cp} = 2,5 \cdot 0,098 = 0,245 \text{ м};$$

Определим момент инерции маховика:

$$J_M = 0,85 \cdot J_0;$$

$$J_M = 0,85 \cdot 0,0827 = 0,07 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

По формуле махового момента определим массу маховика:

$$m_M \cdot D_{cp}^2 = 4 \cdot J_M;$$

$$m_M = \frac{4 \cdot J_M}{D_{cp}^2};$$

$$m_M = \frac{4 \cdot 0,07}{0,245^2} = 4,665 \text{ кг};$$

Окружная скорость на внешнем ободе для стального маховика:

$$v_M = \frac{\pi \cdot D_M \cdot n}{60} \leq 40 - 45 \text{ м/с};$$

Исходя из данных рекомендаций, определим диаметр маховика и окружную скорость.

Диаметр маховика равен:

$$D_M = \frac{v_M \cdot 60}{\pi \cdot n};$$

$$D_M = \frac{45 \cdot 60}{3,14 \cdot 3800} = 0,226 \text{ м};$$

Окружная скорость равна:

$$v_M = \frac{\pi \cdot D_M \cdot n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,226 \cdot 3800}{60} = 44,94 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

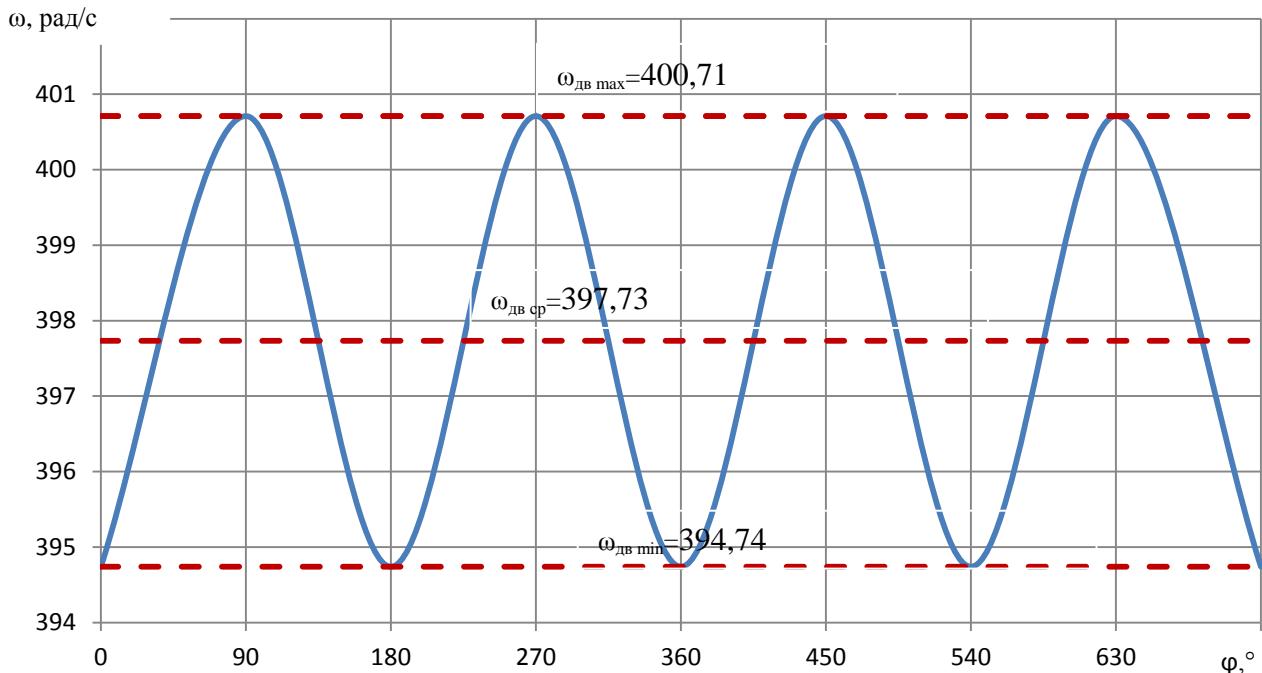


Рисунок 50 – Изменение угловой скорости коленчатого вала без учета маховика

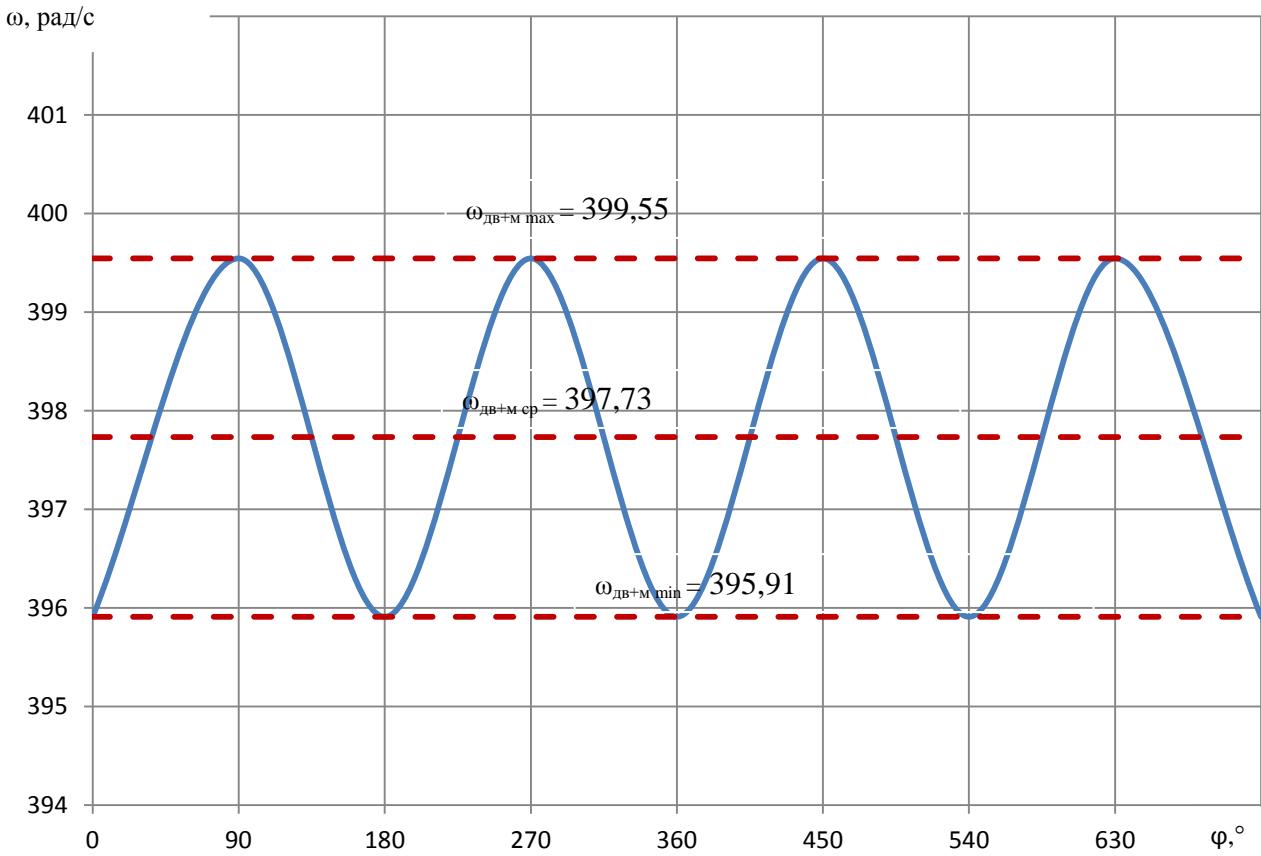


Рисунок 51 – Изменение угловой скорости коленчатого вала с учетом маховика

Из рисунков 50 и 51 коэффициенты неравномерности хода двигателя без учета маховика и с его учетом при режиме номинальной мощности равны:

$$\delta_{дв} = \frac{\omega_{дв.max} - \omega_{дв.min}}{\omega_{дв.cр}} = \frac{400,71 - 394,74}{397,73} = 0,015$$

$$\delta_{дв+м} = \frac{\omega_{дв+м.max} - \omega_{дв+м.min}}{\omega_{дв+м.cр}} = \frac{399,55 - 395,91}{397,73} = 0,009139$$

Из выше полученных результатов следует, что установка маховика позволяет снизить неравномерность хода двигателя и обеспечить движение с заранее заданным отклонением от номинальной скорости.

## **4 ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ**

1. Для чего и как производится приведение массы шатуна?
2. Для чего смещают ось отверстия под поршневой палец?
3. Как определяется центробежная сила инерции, действующая на шатунную шейку?
4. Какие коленчатые валы называются самоуравновешанными?
5. Как уравновешиваются силы инерции вращающихся масс?
6. Что значит частичное уравновешивание двигателя?
7. Какие массы учитывают при рассмотрении поршневого комплекта?
8. Что значит «перекладка» поршня?
9. Чем отличаются силы инерции 1-го порядка от сил инерции 2-го порядка?
- 10.Какие силовые факторы вызывают неуравновешенность двигателя?
- 11.Как уравновешиваются силы инерции 1-го и 2-го порядков?
- 12.Какие массы учитывают при определении сил инерции 1-го порядка?
- 13.Как отличаются амплитуды сил инерции 1-го и 2-го порядка?
- 14.Вызывает ли сила давления газов неуравновешенность двигателя?
- 15.Какие исходные данные используются для построения диаграммы износа?
- 16.Как влияет дезаксиал  $z = a/R$  на график  $v = f(\varphi)$ ?
- 17.Какие массы учитываются при определении сил инерции 2-го порядка?
- 18.Как по диаграмме износа определить место расположения масляного канала?
- 19.Как определяется порядок сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс?
- 20.Учитывается ли порядок работы цилиндров при построении полярной диаграммы сил, действующих на шатунную шейку?
- 21.Центробежная сила, какой массы действует на шатунную шейку?
- 22.Как изменяется полярная диаграмма сил, действующая на коренную шейку после установки противовесов?
- 23.Как определяется  $M_{kp\ cp}$  по графику  $M_{kp}$ ?

## СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов / под ред. В.Н.Луканина, М.Г.Шатрова. – М.: Высшая школа, 2005. – 479 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 3. Компьютерный практикум. Моделирование процессов в ДВС. / под ред. В.Н.Луканина, М.Г.Шатрова. – М.: Высшая школа, 2005. – 414 с.
3. Автомобильные двигатели: учебник для студ. высш. учеб. заведений /под ред. М.Г.Шатрова. – Изд. центр «Академия», 2011. – 464 с.
4. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова – М.: Машиностроение, 1983. – 375 с.
5. Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы. – М.: изд-во МГТУ им.Н.Э.Баумана, 2008. – 720 с.
6. Автомобильные двигатели / под ред. М.С.Ховаха – М.: Машиностроение, 1977. – 591 с.
7. Петриченко Р.М. Физические основы внутрицилиндровых процессов в ДВС – Л.: ЛГУ, 1983. – 244 с.
8. Березовский А.Б., Турилов А.М. Теория поршневых двигателей. – Казань: изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2002. – 150 с.
9. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей – М.: Высшая школа, 2002. – 496 с.
10. Автомобильный справочник Бош. – М.: КЖИ "За рулем, 2003. – 895 с.
11. Дмитриевский А.В. Автомобильные бензиновые двигатели. – М.: ООО "Издательство АСТ": ООО "Издательство Астрель", 2003. – 128 с.
12. Автомобили: Теория и конструкция автомобиля и двигателя. / Под ред. А.А.Юрчевского. – М.: Изд. центр – "Академия", 2003. – 816 с.
13. Стukanов В.А. Основы теории автомобильных двигателей и автомобиля. М.: ФОРУМ: ИНФРА-М, 2004. – 368 с.
14. Гудцов В.Н. Современный легковой автомобиль. Экология. Экономичность. Электроника. Эргономика. (Тенденции и перспективы развития): учебное пособие. – М.: КНОРУС, 2012. – 448 с.
15. Дьяченко В.Г. Теория двигателей внутреннего сгорания. Харьков: ХНАДУ, 2009. – 500 с.
16. Хорош А.И., Хорош И.А. Дизельные двигатели транспортных и техноло-

- гических машин. СПб.: Лань, 2012. – 704 с.
17. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 2. Динамика и конструирование /Под ред. В. Н. Луканина, М. Г. Шатрова. М.: Высшая школа, 2005.– 400 с.
  18. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. / под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова. – М.: Машиностроение, 1984.– 384 с.
  19. Чистяков В.К. Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1989. – 256 с.
  20. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей. – М.: Высшая школа, 1970. – 328 с.
  21. Корчемный Л.В. Механизм газораспределения автомобильного двигателя: Кинематика и динамика. – М.: Машиностроение, 1981. – 191 с.
  22. Васильев Б.С., Высоцкий М.С., Гаврилов К.Г. и др.; Автомобильный справочник / Под общ. ред. Приходько. – М.: Машиностроение", 2004. – 704с.
  23. Иванов А.М., Солнцев А.Н., Гаевский В.В. и др. Основы конструкции автомобиля. – М.: За рулем, 2005. – 336 с.
  24. Яманин А.И., Жаров А.В. Динамика поршневых двигателей. – М.: Машиностроение, 2003. – 464 с.
  25. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова – М.: Машиностроение, 1985. – 480с.
  26. Системы управления бензиновыми двигателями. Перев. с нем. – М.: ООО "Книжное изд-во "За рулем", 2005. – 432 с.
  27. Кутенев В.Ф., Дмитриевский А.В., Каменев В.Ф. Системы питания автомобильных двигателей с принудительным зажиганием. – М.: МГТУ-МАМИ, 2000. – 152 с.
  28. Ерохов В.И. Системы впрыска бензиновых двигателей (конструкция, расчет, диагностика). Учеб. для вузов. – М.: Горячая линия - Телеком, 2011. – 552 с.
  29. Твег Р. Системы впрыска бензина – М.: За рулем. 1998.
  30. Золотницкий В.А. Новые газобаллонные системы автомобилей. – М.: "Издательский Дом Третий Рим", 2003. – 64 с.
  31. Системы управления дизельными двигателями. Перев. с нем. – М.: ЗАО "КЖИ "За рулем", 2004. – 480 с.
  32. Марков В.А, Девягин С.М., Мальчук В.И. Впрыскивание и распыливание

- топлива в дизелях. – М.: Изд-во МГТУ им.Н.Э.Баумана, 2007. – 360 с.
33. Лышевский А.С. Системы питания дизелей–М.:Машиностроение,1981.– 216с.
34. Смирнов В.Г., Лучинин Б.Н. Системы смазки автомобильных двигателей. Обзорная информация – М.: НИИНавтопром, 1979. – 77 с.
35. Петриченко Р.М. Системы жидкостного охлаждения быстроходных двигателей внутреннего сгорания – Л.: Машиностроение, 1975. – 224 с.
36. Бурков В.В., Индейкин А.И. Автотракторные радиаторы – Л.: Машиностроение, 1978. – 216 с.
37. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, 1975 – 559 с.
38. Березовский А.Б. Проектирование систем жидкостного охлаждения поршневых двигателей – Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2000. – 87 с.
39. Патрахальцев Н.Н. Наддув двигателей внутреннего сгорания. Учеб. пособие. – М.: изд-во РУДН, 2003. – 319 с.
40. Березовский А.Б., Егоров С.В. Эксплуатационные свойства автомобиля– Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2002.– 51 с.
41. Дипломное проектирование по специальности 140501 «Двигатели внутреннего сгорания»: учебное пособие/А.Б. Березовский, Ф.Х. Халиуллин: Изд-во Казанского ГАУ, 2013.–86 с.