

*ТРУДЫ*  
**НАМИ**

Выпуск 104

— 1 9 6 9 —

ЦЕНТРАЛЬНЫЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ НАУЧНО-  
ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ И АВТОМОТОРНЫЙ ИНСТИТУТ

~~НАМИ~~

---

---

ТРУДЫ  
НАМИ

Выпуск 104

---

---

ОТДЕЛ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ

Москва

1969

## СОДЕРЖАНИЕ

|  |    |
|--|----|
| С. С. Истомин. К вопросу о деформации наружного звена двухрядной цепи привода распределительного вала автомобильного двигателя . . . . .                     | 3  |
| Л. И. Офенгейм. Уточненная методика расчета конических роликоподшипников агрегатов автомобилей . . . . .   | 12 |
| М. А. Андронов. Выбор параметров механизма газораспределения . . . . .   | 25 |
| М. М. Вихерт, Ю. Б. Свиридов, Т. Р. Филиппов, Е. В. Шатров. Сравнительные исследования характеристик сгорания топлив широкого фракционного состава . . . . . | 36 |
| Рефераты . . . . .   | 52 |

Труды НАМИ, вып. 104

Ответственный редактор А. А. Липгарт

Научные редакторы: Л. Д. Калачев, Л. В. Корчемный, Р. В. Кугель, Н. С. Ханин

Редакторы: Т. И. Дегожская, Л. А. Григорьева

Технический редактор С. М. Печникова

Корректоры: О. А. Зенова, Р. М. Журавлева

Л 59805. Подп. к печ. 31/XII 1968 г. Форм. бум. 60×90<sub>16</sub>.

Печ. л. 3,5+1 вкл. Уч.-изд. л. 3,57. Зак. 756. Тир. 650. Цена 25 коп.

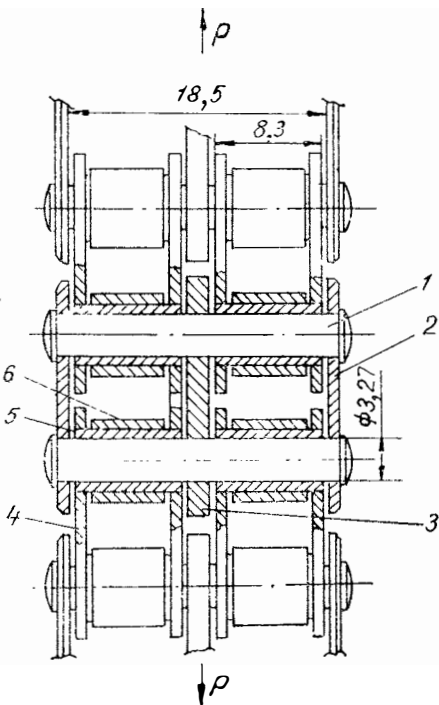
Типография НАМИ. Москва, А-438, Автомоторная ул., 2.

Инж. С. С. Истомир

### К ВОПРОСУ О ДЕФОРМАЦИИ НАРУЖНОГО ЗВЕНА ДВУХРЯДНОЙ ЦЕПИ ПРИВОДА РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО ВАЛА АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Двухрядная роликовая цепь (фиг. 1) с шагом 9,525 мм (3/8") наиболее распространена в приводах верхних распределительных валов автомобильных двигателей. Применение этих цепей осно-

новано на рекомендациях ряда авторов и фирм. Например, фирма *Renold* рекомендует ставить цепи на четырехцилиндровые двигатели рабочим объемом от 1000 до 2500 см<sup>3</sup> и шестицилиндровые — до 4500 см<sup>3</sup> [1]. Если же производить подбор цепи, исходя из действительных нагрузок и напряжений, возникающих в ее элементах, необходимо знать истинную картину деформаций звена цепи. Ниже приводятся аналитические и экспериментальные результаты исследования характера деформации наружного звена цепи, так как в литературе о цепном приводе



Фиг. 1. Схема двухрядной роликовой цепи:

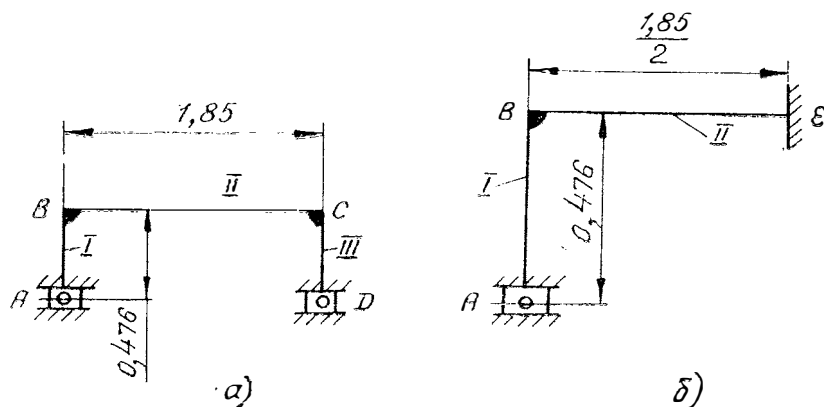
1 — ось; 2 — боковая пластина; 3 — средняя пластина; 4 — пластина блока; 5 — свертная втулка; 6 — ролик.

обычно дается подробная картина деформаций для однородной цепи. При этом принимается, что пластина наружного звена цепи испытывает только напряжения растяжения [2; 4 и 6]. Однако фактическая картина нагружения для рассматриваемой цепи сильно отличается от упомянутой.

Двухрядная роликовая цепь (фиг. 1) состоит из внутренних и наружных звеньев. Внутренние звенья (блоки) аналогичны блокам однорядной цепи соответствующего шага и состоят из пластин 4, свертных втулок 5, запрессованных в пластины, и свободно вращающихся на втулках роликов 6. Наружные звенья состоят из осей 1, запрессованных в боковые пластины 2 (после запрессовки концы осей развальцовываются), и средних пластин 3, которые для облегчения сборки цепи посажены на оси свободно. При обмере элементов цепей фирм *Renold* (Англия), *CZ* (Чехословакия) и *Regina* (Франция) было обнаружено, что суммарная величина деформаций осей в средней части, необходимая для выгибания зазора между средней пластиной и осью, колеблется в пределах от 0,03 до 0,07 мм (отечественные цепи этой размерности в данное время не выпускаются, поэтому нельзя оценить производственное значение допуска на эту величину). Таким образом, возникает вопрос, при каких значениях нагрузки на цепь вступает в работу среднее звено, т. е. при какой величине нагрузки целесообразно применение двухрядной цепи (с точки зрения ее прочности).

### Схема расчета

При расчете деформаций и напряжений в наружном звене принята методика, изложенная в книге С. А. Рогинского [5]. При этом наружное звено (с удаленной средней пластиной) заменяется следующей расчетной схемой (фиг. 2,а). Элемент II эквивалентен оси,



Фиг. 2. Расчетные схемы для наружного звена цепи.

а элементы I и III — половинам боковой пластины. Предполагается, что нагрузка, растягивающая цепь, равномерно распределена вдоль элемента II. Это предположение, однако, справедливо лишь для начального момента деформации элемента II, так как по мере увеличения прогиба максимум нагрузки смещается к краям элемента II и закон ее распределения становится близким к параболическому.

Итак, в соответствии с упомянутой методикой расчет производится следующим образом:

1. Определяются изгибающие моменты  $m$ , возникающие при повороте каждого стержня на единичный угол (момент, направленный по часовой стрелке, считается положительным):

$$m_B^I = -m_C^{II} = -\frac{EI_I}{l_I} = -1,43 \cdot 10^{-4}E;$$

$$m_B^{II} = -m_C^{III} = -\frac{4EI_{II}}{l_{II}} = -11,6 \cdot 10^{-4}E,$$

где  $E$  — модуль упругости;

$I$  — момент инерции сечения элемента;

$l$  — длина элемента.

Индексы I, II, III в этих уравнениях обозначают элемент, который поворачивается на единичный угол, а индексы B и C — точку центра поворота.

2. Устанавливается величина коэффициентов переноса  $k = 2$ .

3. Рассчитываются коэффициенты распределения  $\Delta$ :

$$\Delta_B^I = \frac{m_B^I}{m_B^I + m_B^{II}} = 0,11;$$

$$\Delta_B^{II} = \frac{m_B^{II}}{m_B^I + m_B^{II}} = 0,89;$$

$$\Delta_C^{II} = \frac{m_C^{II}}{m_C^{II} + m_C^{III}} = 0,89;$$

$$\Delta_C^{III} = \frac{m_C^{III}}{m_C^{II} + m_C^{III}} = 0,11.$$

4. Определяются моменты защемления  $\bar{M}$  (по таблицам, приведенным в работе [5]) для равномерно распределенной нагрузки:

$$\bar{M}_B^{II} = -\bar{M}_C^{III} = -\frac{1}{12}ql^2 = -0,154P,$$

где  $gl = P$ ;  $l$  — длина элемента II.

5. Вычисляются неуравновешенные моменты  $\dot{R}_P$  в узлах  $B$  и  $C$ , которые в данном случае равны моментам заземления:

$$R_{BP} = -0,154P;$$

$$R_{CP} = +0,154P.$$

6. Последовательно устраняется заземление в узлах  $B$  и  $C$ . При этом определяется новая величина неуравновешенного момента (первый цикл), затем снова устраняется заземление и снова рассчитываются неуравновешенные моменты (второй цикл), и т. д. до тех пор, пока величина их не станет настолько малой, чтобы не вызывать существенных деформаций в рассматриваемых элементах конструкции. Результаты уравнивания сводятся в таблицу.

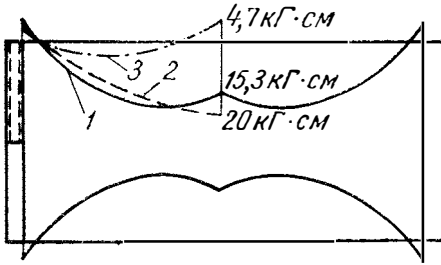
Т а б л и ц а

| Обозначение                            | Номер цикла уравнивания | Узел $B$            |                        | Узел $C$               |                         |
|--|-------------------------|---------------------|------------------------|------------------------|-------------------------|
| Коэффициенты распределения             |                         | $\Delta_B^I = 0,11$ | $\Delta_B^{II} = 0,89$ | $\Delta_C^{II} = 0,89$ | $\Delta_C^{III} = 0,11$ |
| Момент заземления                      |                         | —                   | $-0,154P$              | $+0,154P$              | —                       |
| Вторичный момент заземления            | I                       | —                   | $-0,069P$              | —                      | —                       |
| Уравнивающий момент                    |                         | $+0,025P$           | $+0,198P$              | $-0,137P$              | $-0,017P$               |
| Вторичный момент заземления            | II                      | —                   | $-0,044P$              | $+0,099P$              | —                       |
| Уравнивающий момент                    |                         | $+0,005P$           | $+0,039P$              | $-0,088P$              | $-0,011P$               |
| Вторичный момент заземления            | III                     | —                   | $-0,009P$              | $+0,020P$              | —                       |
| Уравнивающий момент                    |                         | $+0,001P$           | $+0,008P$              | $-0,018P$              | $-0,002P$               |
| Вторичный момент заземления            | IV                      | —                   | $-0,002P$              | $+0,004P$              | —                       |
| Уравнивающий момент                    |                         | 0                   | $+0,002P$              | $-0,003P$              | $-0,001P$               |
| Итоговые моменты в узлах $M_B$ и $M_C$ |                         | $+0,031P$           | $-0,031P$              | $+0,031P$              | $-0,031P$               |

Итак, после проведения четырех циклов уравнивания определена с точностью до третьего знака величина момента в узлах  $B$  и  $C$ . Максимальная величина момента в середине элемента II

$$M_{\max} = \frac{Pl}{8} - M_B = 0,200P.$$

Общая эпюра распределения изгибающих моментов при  $\dot{P} = 100 \text{ кг}$  показана на фиг. 3 (кривая 2). Величина изгибающих моментов в характерных точках обозначена в  $\text{кг} \cdot \text{см}$ .



Фиг. 3. Эпюры распределения изгибающих моментов в паружном звене цепи:

1 — суммарный момент при  $P = 200 \text{ кг}$ ;  
2 — момент при  $P = 100 \text{ кг}$ ; 3 — дополнительный момент при  $P_{\text{д}} = 100 \text{ кг}$ .

Для определения деформации элемента II в средней части сначала вычисляется деформация  $f_1$  от равномерно распределенной нагрузки при условии заделки концов элемента:

$$f_1 = \frac{Pl^3}{384EI_{II}} = \frac{P \cdot 1,85^3}{384 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 0,05 \cdot 0,327^4} = 0,138 \cdot 10^{-4} P,$$

где  $I_{II}$  — момент инерции сечения детали II, равный  $0,05 d^4$ ;  
 $d$  — диаметр детали (см. фиг. 1).

Затем рассчитывается деформация  $f_2$ , возникшая вследствие поворота узлов B и C, который вызывает дополнительный изгибающий момент, равномерно распределенный по длине элемента II:  $M_{\text{доп}} = \text{момент защемления} - M_B = 0,154 P - 0,031 P = 0,123 P$ ;

$$f_2 = \frac{M_{\text{доп}} \left(\frac{l}{2}\right)^2}{2EI_{II}} = \frac{0,123 P \cdot 1,85^2}{2^3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 0,05 \cdot 0,327^4} = 0,44 \cdot 10^{-4} P.$$

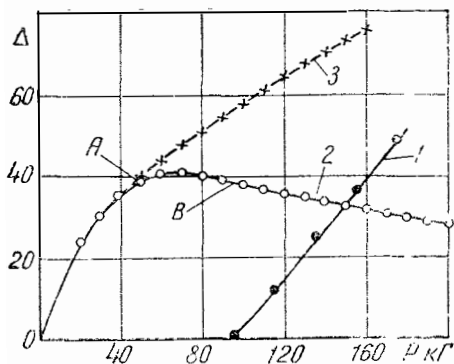
Общая деформация  $f$  элемента II в средней точке представляет собой алгебраическую сумму  $f_1$  и  $f_2$ :

$$f = f_1 + f_2 = 0,578 \cdot 10^{-4} P.$$

Так как при деформации от 0,03 до 0,07 мм происходит выбирание зазора между осями и средней пластиной, можно, исходя из выведенной зависимости, определить усилие, при котором вступает в работу средняя пластина. Это усилие изменяется в зависимости от зазора соответственно от 51 до 119 кг.

Фактически действительное усилие несколько отличается от расчетного, потому что при приложении нагрузки деформация сначала превышает расчетную за счет обмятия посадочных поверхностей в месте запрессовки оси в пластине [7], затем по мере увеличения нагрузки деформация начинает отставать от расчетной, так как равномерно распределенная нагрузка постепенно превращается в нагрузку с максимумом, смещенным к узлам A и B.

На фиг. 4 (кривая 1) приведен график зависимости условной деформации  $\Delta$  средней пластины цепи, снятый на звене, у которого суммарный зазор между отверстиями в средней пластине и осями равен 0,066 мм. Расчетная величина нагрузки  $P$ , при которой начинает работать средняя пластина, равна 114 кг, фактическая — 95 кг.



Фиг. 4. Экспериментальное определение величины напряжений в элементах двухрядной цепи:

1 — напряжения в средней пластине; 2 — изменение напряжений в наружном слое боковой пластины (на другом звене цепи); 3 — изменение напряжений в наружном слое боковой пластины при отсутствии средней пластины.

ε в направлении приложения нагрузки. Нагрузка по-прежнему предполагается равномерно распределенной вдоль элемента II.

Расчет проводится по принятой выше методике, согласно которой определяются моменты в элементах I и II:

$$M_B^I = 0,0023P_d;$$

$$M_B^{II} = -0,0023P_d;$$

$$M_\varepsilon^{II} = 0,0468P_d,$$

где  $P_d$  — дополнительное усилие, приложенное к цепи.

В результате графического сложения момента защемления и момента от поворота узла B можно получить эпюру распределения моментов по элементам цепи от дополнительного усилия  $P_d = 100$  кг, приложенного после выбора зазора между средней пластиной и осями звена (см. фиг. 3, кривая 3).

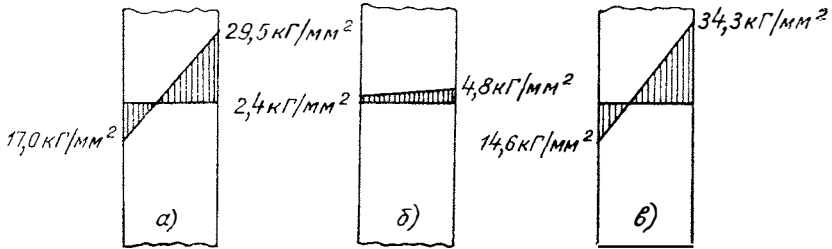
Таким образом, после приложения усилия, превышающего усилие, необходимое для выбора зазора, суммарный момент в средней части элемента II уменьшается.

На приведенном выше графике (см. фиг. 3, кривая 1) построена также эпюра моментов в наружном звене цепи при нагрузке на

цепь 200 кг, причем принято, что зазор между средним звеном и осями выбирается при нагрузке 100 кг.

В соответствии с приведенной эпюрой можно определить напряжения в боковой пластине цепи, в неослабленном сечении, которые состоят из напряжений растяжения и напряжений изгиба.

На фиг. 5 приведены эпюры напряжений в средней части пластины (наружная плоскость пластины расположена слева) для нагрузки 100 кг, дополнительной нагрузки 100 кг и суммарной нагрузки 200 кг.



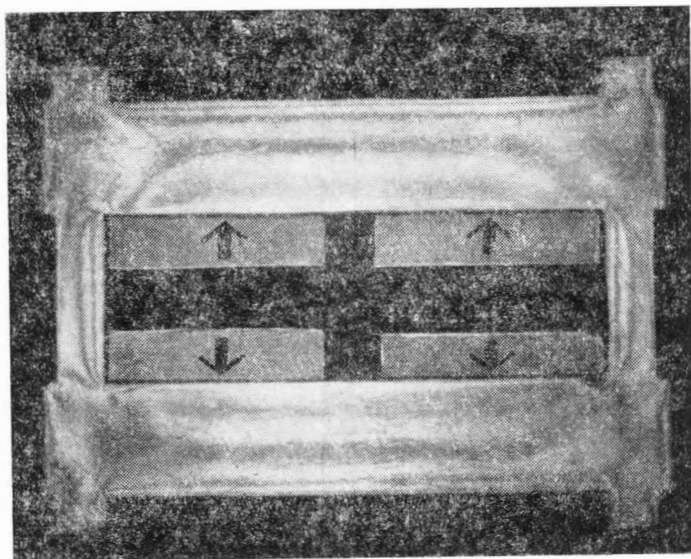
Фиг. 5. Эпюры распределения напряжений по сечению боковой пластины  
 а —  $P = 100$  кг; б —  $P_d = 100$  кг; в —  $P = 200$  кг.

При подсчете напряжений в боковой пластине (в неослабленном сечении) по методу, предложенному И. И. Ивашковым [3], величина их получается значительно ниже. Например, для нагрузки 100 кг (при условии, что нагружаются только боковые пластины) величина напряжений равна всего 9,05 кг/мм<sup>2</sup>, а для нагрузки 200 кг (при нагружении всех пластин) — 10,3 кг/мм<sup>2</sup>.

Для экспериментальной проверки указанных выше положений были проведены замеры изменения напряжений на наружных поверхностях боковых пластин. График зависимости условных напряжений  $\Delta$  от нагрузки на цепь приведен выше (см. фиг. 4, кривые 2 и 3). На участке *ОА* напряжения сжатия в наружном слое боковой пластины изменяются одинаково как для звена, имеющего среднюю пластину, так и для звена, не имеющего ее. Хорошо виден нелинейный характер изменения напряжений, обусловленный, как говорилось ранее, обмятием прессовой посадки оси в отверстиях боковых пластин и перераспределением нагрузки от равномерно распределенной к нагрузке, имеющей максимум около боковой пластины. Затем на участке *АВ* начинает работать средняя пластина.

Следует отметить, что для данного звена усилие, при котором полностью вступает в действие средняя пластина, равно 60 кг, что объясняется меньшей величиной зазора. Величина зазора здесь не приводится, так как замерить его можно только после разрушения звена цепи.

Далее по мере увеличения нагрузки напряжения сжатия в паружном слое боковых пластин начинают падать, что соответствует эпюрам напряжений (см. фиг. 5).



Фиг. 6. Модель наружного звена цепи, освещенная под нагрузкой поляризованным светом.

Изгиб боковых пластин хорошо виден на модели, сфотографированной под нагрузкой в поляризованном свете. На боковых элементах модели, соответствующих боковым пластинам цепи, видны вертикальные линии, характерные для изгиба [8]; стрелками показан характер и направление нагрузки, приложенной к модели (фиг. 6).

### Выводы

1. Для боковых пластин двухрядной роликовой цепи с шагом 9,525 мм характерны деформации изгиба, в результате которых в пластинах возникают напряжения, значительно превышающие те, которые определяются из предположения, что боковые пластины работают только на растяжение. Учет этого явления рассмотрен в данной работе.

2. Благодаря наличию технологического зазора между отверстиями средней пластины и осями цепи средняя пластина вступает в действие при значительных нагрузках на цепь в зависимости от величины зазора.

3. С учетом технологических преимуществ однорядных цепей (возможность автоматической сборки) применение двухрядных це-

пей шага 9,525 мм рекомендуется при рабочих нагрузках на цепь, превышающих 100 кг.

4. Для привода верхних распределительных валов автомобильных двигателей рабочим объемом от 1000 до 4500 см<sup>3</sup>, где обычно используются двухрядные цепи с шагом 9,525 мм, следует иметь в виду возможность создания конструкции однорядной цепи с шагом такой же величины. Эта конструкция должна иметь для снижения удельного давления в шарнирах увеличенную против стандартной однорядной цепи ширину, так как напряжения в боковых пластинах этой цепи не превысят или даже будут несколько меньше, чем в боковых пластинах двухрядной цепи.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Automobile camshaft. Notes on the Application and Selection of chains and Adjusters. Renold chains Ltd, 1962, April.
2. Воробьев Н. В. Цепные передачи М., Машгиз, 1962.
3. Ивашков И. И. Новый метод расчета цепей на прочность. «Вестник машиностроения», 1959, № 11.
4. Тарабасов Н. Д. Расчеты напряженных посадок в машиностроении. М., Машгиз, 1961.
5. Рогницкий С. А. Расчет рам М., Машгиз, 1948
6. Энциклопедический справочник машиностроения (ЭСМ), т. 2. М., Машгиз, 1948.
7. Глущенко И. П. Основы проектирования цепных передач с втулочно-роликовыми цепями Львов, Изд-во Львовского университета, 1964.
8. Фрохт М. Фотоупругость. М., ОГИЗ, 1948.

## УТОЧНЕННАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА КОНИЧЕСКИХ РОЛИКОПОДШИПНИКОВ АГРЕГАТОВ АВТОМОБИЛЕЙ

В агрегатах трансмиссии автомобилей, главным образом в ведущих мостах и раздаточных коробках, широкое распространение получили конические роликоподшипники, способные воспринимать значительные комбинированные нагрузки (радиальную  $R$  и осевую  $A$ ).

При установлении долговечности и статической грузоподъемности таких подшипников комбинированная нагрузка обычно заменяется приведенной (условной) радиальной нагрузкой  $Q_{пр}$ , распределенной по зоне нагружения  $2\varphi_{гр} = 180^\circ$  и эквивалентной по своему воздействию комбинированной нагрузке. Определение приведенных нагрузок производится по формулам типа

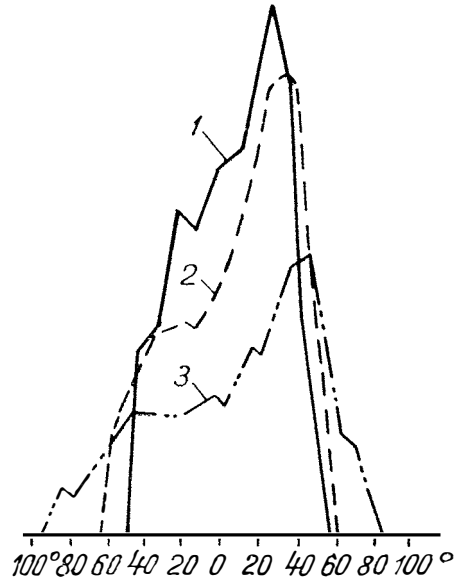
$$Q_{пр} = XR + YA, \quad (1)$$

где  $X$  и  $Y$  — коэффициенты, определяемые согласно рекомендациям [1] и [2]. Рекомендации [1] основываются на предположении, что во всех случаях зона нагружения конического подшипника  $2\varphi_{гр} > 180^\circ$ ; это равнозначно условию  $0 \leq \lambda = \frac{R \operatorname{tg} \beta}{A} \leq 0,8$ . Рекомендации [2] исходят из условия, что для нормальной работы радиально-упорного подшипника необходима зона нагружения  $2\varphi_{гр} \approx 360^\circ$ , т. е.  $0 \leq \lambda \leq 0,6$ .

Между тем ряд опытов автора по экспериментальному исследованию нагруженности конических роликоподшипников агрегатов автомобилей показал, что в реальных условиях в зависимости от

соотношения величин внешних нагрузок, регулировки и конструктивных особенностей подшипников зона нагружения может быть значительно меньше  $180^\circ$ . Это означает, что параметр нагруженности конического роликоподшипника может изменяться и в диапазоне  $0,8 < \lambda < 1,0$ . На фиг. 1 приведены экспериментальные эпюры нагрузок конического подшипника раздаточной коробки автомобиля «Урал-375» при действии на него только радиальной нагрузки  $R \approx 1800 \text{ кг}$ , но при различных видах регулировки подшипников.

Из рассмотрения эпюр следует, что при регулировке подшипников с общим осевым зазором  $\Delta \approx 0,20 \div 0,25 \text{ мм}$  зона нагружения подшипника составляет примерно  $110^\circ$  ( $\lambda \approx 0,92$ ), при регулировке с нулевым осевым зазором зона нагружения увеличивается до  $125^\circ$  ( $\lambda \approx 0,90$ ) и лишь при регулировке подшипников с предварительным осевым натягом (удалены три прокладки тол-



Фиг. 1. Эпюры распределения нагрузок в коническом роликоподшипнике первичного вала раздаточной коробки автомобиля «Урал-375».

1 — при осевом зазоре 0,20–0,25 мм; 2 — при нулевом зазоре; 3 — при осевом преднатяге 0,15 мм.

щиной 0,15 мм) зона нагружения подшипника равна  $180^\circ$  ( $\lambda \approx 0,8$ ). Значительное сокращение зоны нагружения подшипника и вызываемая этим относительная перегрузка тел качения в зоне приводят к снижению долговечности и статической грузоподъемности подшипника.

Очевидно, что определение приведенных нагрузок по формуле (1) с учетом рекомендаций [1] и [2] для тех случаев, когда  $0,8 < \lambda < 1,0$ , даст неправильные величины долговечности и статической грузоподъемности подшипников и приведет к ошибочным выводам о возможности применения выбранного подшипника в агрегате.

В связи с этим возникает необходимость в разработке более совершенного метода расчета приведенных нагрузок  $Q_{пр}$  и статической грузоподъемности подшипника  $Q_{ст}$  для всех случаев изменения параметра  $\lambda$  в диапазоне  $0 < \lambda < 1,0$ , а также в установлении метода определения параметра  $\lambda$  для конических роликоподшипников двухопорных валов с учетом их регулировки.

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРИВЕДЕННОЙ РАДИАЛЬНОЙ НАГРУЗКИ  $Q_{пр}$   
И СТАТИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ  $Q_{ст}$ , КОНИЧЕСКОГО  
РОЛИКОПОДШИПНИКА ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ЗНАЧЕНИЯХ  
ПАРАМЕТРА  $\lambda$**

Рассмотрим конический роликоподшипник, нагруженный радиальной  $R$  и осевой  $A$  силами. На основе геометрических соотношений суммарная деформация  $\delta_\varphi$  ролика и сопряженных с ним участков колец определяется следующей зависимостью:

$$\delta_\varphi = \delta_0 \frac{\mu \cos \varphi \pm 1}{\mu \pm 1}, \quad (2)$$

где  $\delta_0$  — суммарная деформация центрального, наиболее нагруженного ролика, расположенного по линии действия радиальной нагрузки  $R$ ;

$\varphi$  — центральный угол между рассматриваемым роликом и радиальной нагрузкой;

$$\mu = \frac{\delta_r}{\delta_a \operatorname{tg} \beta};$$

$\delta_r$  — радиальная деформация подшипника (сближение внутреннего и наружного колец в плоскости вращения подшипника);

$\delta_a$  — осевая деформация подшипника (перемещение внутреннего кольца относительно наружного в осевом направлении);

$\beta$  — угол контакта ролика с наружным кольцом.

Знак  $+$  относится к подшипнику, воспринимающему внешнюю осевую нагрузку, знак  $-$  относится к подшипнику, не воспринимающему эту нагрузку.

Используя приближенную зависимость

$$\delta = c \frac{P^{0,9}}{r^{0,8}},$$

на основе уравнения (2) определяем нормальное усилие  $P_\varphi$ , действующее на любой ролик в зоне нагружения подшипника:

$$P_\varphi = P_0 \frac{(\mu \cos \varphi \pm 1)^{1,11}}{(\mu \pm 1)^{1,11}}, \quad (3)$$

где  $P_0$  — нормальное усилие на центральный ролик. Из условия равновесия подшипника находим следующие зависимости для радиальной и осевой нагрузок:

$$R = \sum P_\varphi \cos \beta \cos \varphi = P_0 \cos \beta \frac{\sum (\mu \cos \varphi \pm 1)^{1,11} \cos \varphi}{(\mu \pm 1)^{1,11}}; \quad (4)$$

$$A = \sum P_\varphi \sin \beta = P_0 \sin \beta \frac{\sum (\mu \cos \varphi \pm 1)^{1,11}}{(\mu \pm 1)^{1,11}}. \quad (5)$$

В приведенных формулах суммирование производится по всем телам качения, находящимся в зоне нагружения подшипника. Граница зоны определяется углом

$$\varphi_{rp} = \arccos\left(\mp \frac{1}{\mu}\right).$$

Из уравнений (4) и (5) получаем формулу для параметра нагруженности подшипника  $\lambda$ :

$$\lambda = \frac{R \operatorname{tg}^3}{A} = \frac{\Sigma (\mu \cos \varphi \pm 1)^{1,11} \cos \varphi}{\Sigma (\mu \cos \varphi \pm 1)^{1,11}}. \quad (6)$$

В соответствии с данным ранее определением приведенной нагрузки уравнение для расчета  $Q_{np}$  может быть получено на основе сопоставления работоспособности подшипника при любом значении параметра нагруженности подшипника  $\lambda$  с работоспособностью его при значении  $\lambda = 0,8$ . В окончательном виде аналитическая зависимость для установления величины  $Q_{np}$  конического роликоподшипника при внутреннем вращающемся кольце имеет следующий вид:

$$Q_{np} = K_{\lambda} R,$$

где  $R$  — радиальная нагрузка, действующая на подшипник;  
 $K_{\lambda}$  — переводной коэффициент, учитывающий влияние комбинированной нагрузки на работоспособность подшипника и определяемый по формуле:

$$K_{\lambda} = 0,39 Z^{0,7} \frac{\sqrt[3,33]{\Sigma (\mu \cos \varphi \pm 1)^{3,7}}}{\Sigma (\mu \cos \varphi \pm 1)^{1,11} \cos \varphi}. \quad (7)$$

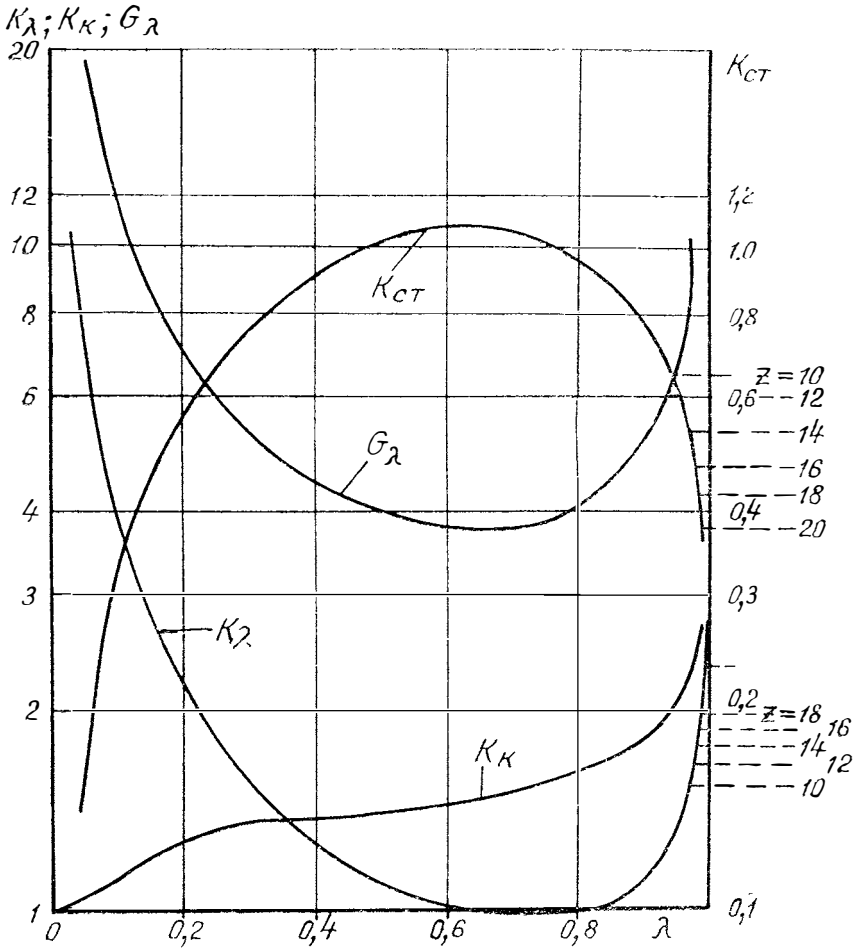
Так как уравнения (6) и (7) являются функциями величины  $\mu = \frac{\delta_r}{\delta_a \operatorname{tg}^3}$ , то, задаваясь различными значениями  $\mu$ , можно построить график зависимости коэффициента  $K_{\lambda}$  от величины параметра  $\lambda$  (фиг. 2).

Для подшипников с наружным вращающимся кольцом приведенная радиальная нагрузка определяется таким образом:

$$Q_{np} = K_k K_{\lambda} R,$$

где  $K_k$  — кинематический коэффициент, учитывающий влияние на долговечность подшипника вращения наружного кольца. Значения коэффициента  $K_k$  в функции параметра  $\lambda$  показаны на графике (см. фиг. 2).

Под статической грузоподъемностью подшипника  $Q_{ст}$  принято понимать такую радиальную нагрузку на него, при которой остаточная деформация подшипника в зоне контакта наиболее нагруженного тела качения с беговыми дорожками колец не превышает 0,0001 диаметра тела качения.



Фиг. 2 Зависимость переводного коэффициента  $K_{\lambda}$ , коэффициента статической грузоподъемности подшипника  $K_{ст}$ , кинематического коэффициента  $K_{\kappa}$  и  $G_{\lambda}$  от параметра нагруженности подшипника  $\lambda$ .

Величина остаточной деформации подшипника зависит от усилия  $P_0$  на наиболее нагруженное тело качения:

$$P_0 = \frac{G_{\lambda} R}{Z \cos^3 \varphi},$$

где  $G_{\lambda} = \frac{Z(\mu \pm 1)^{1,11}}{\Sigma(\mu \cos \varphi \pm 1)^{1,11} \cos \varphi}$  — коэффициент, значения которого в функции параметра  $\lambda$  приведены на графике (см. фиг. 2).

Так как указанные в каталогах величины статической грузоподъемности подшипников  $Q_{ст}$  относятся к случаю, когда  $\lambda \approx 0,8 (G=4,08)$ , то статическая грузоподъемность при ином значении параметра нагруженности подшипника  $\lambda$  определяется зависимостью

$$Q_{ст\lambda} = K_{ст} Q_{ст},$$

где  $K_{ст} = \frac{4,08}{G_\lambda}$  — коэффициент статической грузоподъемности подшипника. Значения коэффициента  $K_{ст}$  в функции параметра  $\lambda$  даны на графике (см. фиг. 2). Дополнительного анализа требуют крайние значения параметра  $\lambda$ :

1. При  $\lambda=0$  на подшипник действует одна осевая нагрузка  $A$ , равномерно распределенная по всем телам качения. В этом случае переводной коэффициент  $K_\lambda$  для расчета приведенной нагрузки определяется по формуле:

$$K_\lambda = \frac{0,39}{\text{tg}^3};$$

приведенная нагрузка рассчитывается так

$$Q_{пр} = K_\lambda A;$$

коэффициент статической грузоподъемности устанавливается следующим образом:

$$K_{ст} = 4,08 \text{ tg}^3.$$

2. При  $\lambda=1$  вся действующая на подшипник нагрузка теоретически должна восприниматься одним центральным телом качения. В этом случае коэффициенты  $K_\lambda$  и  $K_{ст}$  должны иметь следующие значения:

$$K_\lambda = 0,39 Z^{0,7}; \quad K_{ст} = \frac{4,08}{Z}.$$

Однако практически такой характер нагружения подшипника, по-видимому, невозможен, так как вследствие неустойчивого равновесия вал опирается на два ролика. Поэтому для коэффициентов  $K_\lambda$  и  $K_{ст}$  имеются ограничения:

1. Для переводного коэффициента  $K_\lambda$  ограничение сделано в предположении, что предельная минимальная граница зоны нагружения подшипника определяется углом

$$\varphi_{гр.мин} = \frac{360^\circ}{Z}.$$

2. Для коэффициента статической грузоподъемности подшипника  $K_{ст}$  предельное значение устанавливается так:

$$K_{ст} = \frac{(1 + \cos^2 \varphi_{гр.мин}) 4,08}{Z}.$$

В соответствии с этими рекомендациями на правых ветвях графиков  $K_\lambda$  и  $K_{ст}$  (см. фиг. 2) имеются ограничения, зависящие от количества роликов в подшипнике.

Таким образом, приведенная радиальная нагрузка  $Q_{пр}$  для расчета долговечности подшипника и статическая грузоподъемность подшипника  $Q_{стл}$  являются функциями параметра нагруженности  $\lambda = \frac{Rtg^3}{A}$ . Поэтому первой задачей при расчете конических роликоподшипников двухопорных валов является определение параметра  $\lambda$  для каждого из двух подшипников.

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРА НАГРУЖЕННОСТИ $\lambda$ ДЛЯ КОНИЧЕСКИХ РОЛИКОПОДШИПНИКОВ ДВУХОПОРНЫХ ВАЛОВ

Для расчета параметра нагруженности подшипника  $\lambda$  необходимо знать радиальную и осевую нагрузки на каждый из двух подшипников. Если определение радиальных нагрузок производится легко на основе законов статики, то установление осевых нагрузок  $A$ , действующих на каждый из двух подшипников, представляет в общем случае статически неопределимую задачу. С достаточной для практических целей точностью эта задача может быть решена на основе совместного исследования упругих деформаций в обоих подшипниках и последующего перехода к нагрузкам.

Все дальнейшие расчеты ведутся на основе следующих допущений:

1. Картер агрегата и вал (в осевом направлении) являются абсолютно жесткими.
2. Все элементы подшипника не имеют отклонений от номинальных размеров.

Рассмотрим задачу определения осевой нагруженности конических роликоподшипников двухопорных валов для трех видов регулировки подшипников: с осевым преднатягом, осевым зазором и нулевым зазором-натягом. При определении вида регулировки подшипников необходимо учитывать температурные деформации подшипников и вала.

#### Регулировка с осевым преднатягом

Предполагаем, что осевой преднатяг задан величиной осевого усилия  $A_{нв}$ , действующего на каждый из двух подшипников. Под действием этого усилия подшипники в соответствии с их конструктивными параметрами (количество роликов  $Z$ , длина ролика  $l$ , угол контакта  $\beta$ ) получают осевую деформацию  $\delta_{н1}$  и  $\delta_{н2}$ . После приложения к подшипникам внешних нагрузок  $R_1, R_2$  и  $A_{вн}$  ( $A_{вн}$  — суммарное осевое усилие на зубчатых колесах данного вала, работающих одновременно) вал сместится в осевом направлении в сторону одного из подшипников на величину  $\delta_a$  (условимся, что индексом 1 отчается тот из двух подшипников, у которого в результате осевого перемещения вала осевая деформация возрастает). Кроме того, каждый подшипник получит радиальную деформацию  $\delta_{r1}$  и  $\delta_{r2}$  в плоскости вращения подшипника. Суммарная деформация любо-

го ролика в зоне нагружения каждого подшипника примет следующий вид:

$$\delta_{\varphi 1} = \delta_{r1} \cos \beta_1 \cos \varphi + \delta_{n1} \sin \beta_1 + \delta_a \sin \beta_1 = \delta_{n1} \sin \beta_1 (\mu_1 \cos \varphi + \psi_1 + 1);$$

$$\delta_{\varphi 2} = \delta_{r2} \cos \beta_2 \cos \varphi + \delta_{n2} \sin \beta_2 - \delta_a \sin \beta_2 = \delta_{n2} \sin \beta_2 (\mu_2 \cos \varphi - \psi_2 + 1),$$

$$\text{где } \mu = \frac{\delta_r}{\delta_n \operatorname{tg} \beta}; \quad \psi = \frac{\delta_a}{\delta_n}.$$

Нормальные усилия на роликах определяются на основе следующих зависимостей:

$$P_{\varphi 1} = \left( \frac{\delta_{n1} \sin \beta_1}{c} \right)^{1,11} I_1^{0,89} (\mu_1 \cos \varphi + \psi_1 + 1)^{1,11} = P_{n1} (\mu_1 \cos \varphi + \psi_1 + 1)^{1,11};$$

$$P_{\varphi 2} = \left( \frac{\delta_{n2} \sin \beta_2}{c} \right)^{1,11} I_2^{0,89} (\mu_2 \cos \varphi - \psi_2 + 1)^{1,11} = P_{n2} (\mu_2 \cos \varphi - \psi_2 + 1)^{1,11}.$$

В этих формулах  $P_n$  — нормальное усилие на ролик подшипников 1 и 2 при действии на них только осевой нагрузки преднатяга  $A_n$ .

Из условий равновесия подшипников находим:

$$\left. \begin{aligned} R_1 &= P_{n1} \cos \beta_1 \sum (\mu_1 \cos \varphi + \psi_1 + 1)^{1,11} \cos \varphi; \\ R_2 &= P_{n2} \cos \beta_2 \sum (\mu_2 \cos \varphi - \psi_2 + 1)^{1,11} \cos \varphi; \\ A_1 &= P_{n1} \sin \beta_1 \sum (\mu_1 \cos \varphi + \psi_1 + 1)^{1,11}; \\ A_2 &= P_{n2} \sin \beta_2 \sum (\mu_2 \cos \varphi - \psi_2 + 1)^{1,11}. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

В приведенных уравнениях суммирование производится по всем телам качения, находящимся в зоне нагружения подшипника.

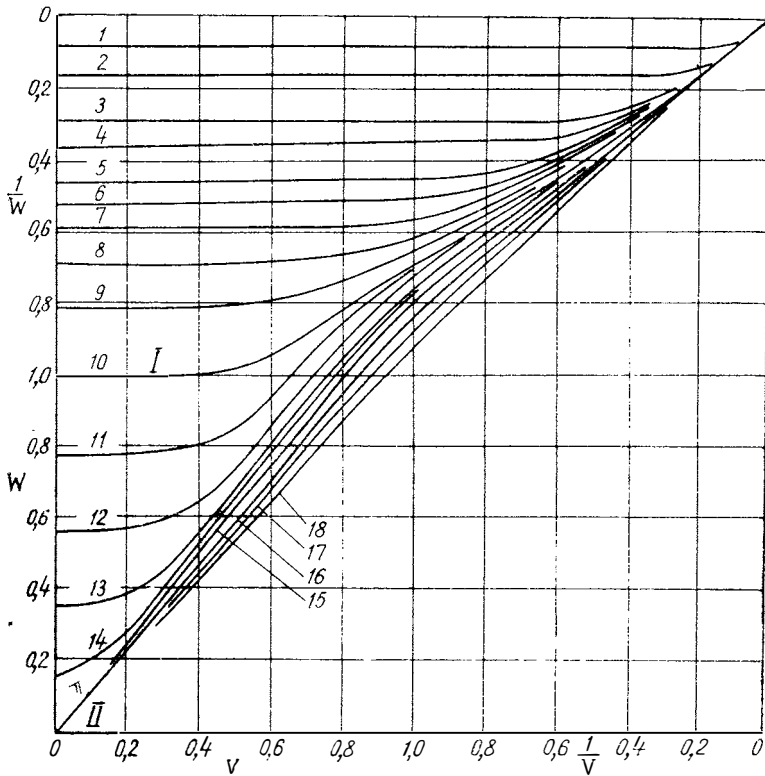
Вводим далее следующие обозначения:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\sum (\mu_1 \cos \varphi + \psi_1 + 1)^{1,11} \cos \varphi}{Z_1} &= V_1; & \frac{\sum (\mu_1 \cos \varphi + \psi_1 + 1)^{1,11}}{Z_1} &= W_1; \\ \frac{\sum (\mu_2 \cos \varphi - \psi_2 + 1)^{1,11} \cos \varphi}{Z_2} &= V_2; & \frac{\sum (\mu_2 \cos \varphi - \psi_2 + 1)^{1,11}}{Z_2} &= W_2. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Используя обозначения (9) и учитывая, что  $P_n = \frac{A_n}{Z \sin \beta}$ , зависимостям (8) можно придать такой вид:

$$\left. \begin{aligned} \frac{R_1 \operatorname{tg} \beta_1}{A_n} &= V_1; & \frac{R_2 \operatorname{tg} \beta_2}{A_n} &= V_2; \\ A_1 &= A_n W_1; & A_2 &= A_n W_2. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

В системе (10) неизвестными величинами являются параметры осевой нагруженности  $W$ . Так как определение их аналитическим методом представляет большие трудности, то в данном случае следует воспользоваться графическим методом, как наиболее приемлемым.



Фиг. 3. Зависимость параметра осевой нагруженности подшипника  $W$  от значения  $V$ :

1 -  $\psi_1 = 10, \xi_1 = 12$ ; 2 -  $\psi_1 = 4, \xi_1 = 6$ ; 3 -  $\psi_1 = 2, \xi_1 = 4$ ; 4 -  $\psi_1 = 1.5, \xi_1 = 3.5$ ;  
 5 -  $\psi_1 = 1, \xi_1 = 3$ ; 6 -  $\psi_1 = 0.8, \xi_1 = 2.8$ ; 7 -  $\psi_1 = 0.6, \xi_1 = 2.6$ ; 8 -  $\psi_1 = 0.4, \xi_1 = 2.4$ ;  
 9 -  $\psi_1 = 0.2, \xi_1 = 2.2$ ; 10 -  $\psi_1 = 0, \xi_1 = 2$ ; 11 -  $\psi_{II} = 0.2, \xi_{II} = 1.8$ ;  
 12 -  $\psi_{II} = 0.4, \xi_{II} = 1.6$ ; 13 -  $\psi_{II} = 0.6, \xi_{II} = 1.4$ ; 14 -  $\psi_{II} = 0.8, \xi_{II} = 1.2$ ; 15 -  $\psi_{II} = 1, \xi_{II} = 1$ ;  
 16 -  $\psi_{II} = 2, \xi_{II} = 0$ ; 17 -  $\psi_{II} = 4, \xi_{II} = 2$ ; 18 -  $\psi_{II} = 10, \xi_{II} = 8$ .

На основании системы уравнений (9) построен график зависимости  $W$  от величины параметра  $V$  при различных значениях  $\psi$  (фиг. 3). При помощи этого графика по известным величинам  $V_1$  и  $V_2$  методом последовательных приближений подбираются такие значения  $\psi_1$  и  $\psi_2$ , для которых найденные по графику параметры  $W_1$  и  $W_2$  удовлетворяют уравнению (11):

$$\frac{A_{\text{вн}}}{A_{\text{н}}} = |W_1 - W_2|. \quad (11)$$

Параметры нагруженности подшипников определяются из следующих соотношений:

$$\lambda_1 = \frac{R_1 \operatorname{tg} \beta_1}{A_1} = \frac{V_1}{W_1}; \quad \lambda_2 = \frac{R_2 \operatorname{tg} \beta_2}{A_2} = \frac{V_2}{W_2}.$$

При подборе величин  $\psi_1$  и  $\psi_2$  следует учитывать, что между ними существует такая зависимость:

$$\psi_2 = \frac{\psi_1}{B},$$

где  $B = \left(\frac{Z_1}{Z_2}\right)^{0,9} \left(\frac{l_1}{l_2}\right)^{0,8} \left(\frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2}\right)^{1,9}$ .

### Регулировка с осевым зазором

Если считать, что до приложения к подшипникам внешних нагрузок общий осевой зазор  $\Delta$  распределяется между подшипниками примерно поровну, то начальный осевой зазор в каждом подшипнике  $\delta_3 = \frac{\Delta}{2}$ . После приложения к подшипникам внешних нагрузок  $R_1$ ,  $R_2$  и  $A_{\text{вн}}$  в них возникает осевая деформация  $\delta_a$  (положительная для подшипника 1 и отрицательная для подшипника 2); с учетом радиальных деформаций  $\delta_{r1}$  и  $\delta_{r2}$  суммарная нормальная деформация для любого ролика в зоне нагружения каждого подшипника определяется равенствами:

$$\delta_{\varphi 1} = \delta_3 \sin \beta_1 (M_1 \cos \varphi + \varepsilon_1 - 1);$$

$$\delta_{\varphi 2} = \delta_3 \sin \beta_2 (M_2 \cos \varphi - \varepsilon_2 - 1).$$

Нормальные усилия на ролики выразим таким образом:

$$P_{\varphi 1} = \frac{A_{31}}{Z_1 \sin \beta_1} (M_1 \cos \varphi + \varepsilon_1 - 1)^{1,11};$$

$$P_{\varphi 2} = \frac{A_{32}}{Z_2 \sin \beta_2} (M_2 \cos \varphi - \varepsilon_2 - 1)^{1,11},$$

где  $M = \frac{\delta_r}{\delta_3 \operatorname{tg} \beta}$ ;  $\varepsilon = \frac{\delta_a}{\delta_3}$ ;  $A_3 = \left(\frac{\delta_3}{c}\right)^{1,11} Z l^{0,89} \sin^{2,11} \beta$ ;

$A_3$  — фиктивная осевая нагрузка на подшипник, соответствующая осевому зазору  $\delta_3$ .

Из условий равновесия подшипников получаются следующие уравнения для радиальных и осевых нагрузок на подшипники:

$$R_1 = \frac{A_{31}}{\operatorname{tg} \beta_1} \cdot \frac{\Sigma (M_1 \cos \varphi + \varepsilon_1 - 1)^{1,11} \cos \varphi}{Z_1};$$

$$R_2 = \frac{A_{32}}{\operatorname{tg} \beta_2} \cdot \frac{\Sigma (M_2 \cos \varphi - \varepsilon_2 - 1)^{1,11} \cos \varphi}{Z_2};$$

$$A_1 = A_{31} \frac{\Sigma (M_1 \cos \varphi + \varepsilon_1 - 1)^{1,11}}{Z_1}; \quad A_2 = A_{32} \frac{\Sigma (M_2 \cos \varphi - \varepsilon_2 - 1)^{1,11}}{Z_2}.$$

Введем затем следующие обозначения:

$$\frac{\Sigma (M_1 \cos \varphi + \varepsilon_1 - 1)^{1,11} \cos \varphi}{Z_1} = V_1; \quad \frac{\Sigma (M_2 \cos \varphi - \varepsilon_2 - 1)^{1,11} \cos \varphi}{Z_2} = V_2;$$

$$\frac{\Sigma (M_1 \cos \varphi + \varepsilon_1 - 1)^{1,11}}{Z_1} = W_1; \quad \frac{\Sigma (M_2 \cos \varphi - \varepsilon_2 - 1)^{1,11}}{Z_2} = W_2.$$

С учетом этих обозначений может быть получена следующая система уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \frac{R_1 \operatorname{tg} \beta_1}{A_{31}} &= V_1; & \frac{R_2 \operatorname{tg} \beta_2}{A_{32}} &= V_2; \\ \frac{A_{\text{BH}}}{A_{31}} &= \left| W_1 - \frac{W_2}{B} \right|, \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

где  $B = \frac{A_{31}}{A_{32}} = \frac{Z_1}{Z_2} \left( \frac{l_1}{l_2} \right)^{0,89} \left( \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} \right)^{2,11}$ .

Параметры осевой нагруженности подшипников  $W_1$  и  $W_2$  устанавливаются методом последовательных приближений по известным величинам  $V_1$  и  $V_2$  в зависимости от принятых значений  $\varepsilon_1 = \varepsilon_2$  с помощью графика (см. фиг. 3). Правильность определения величин  $W_1$  и  $W_2$  проверяется на основе уравнения (12).

Параметры нагруженности подшипников таковы:

$$\lambda_1 = \frac{V_1}{W_1}; \quad \lambda_2 = \frac{V_2}{W_2}.$$

### Регулировка с нулевым зазором

Вывод основных уравнений для определения деформаций и усилия на ролики для данного случая аналогичен описанному выше. Получаем следующие уравнения:

$$\left. \begin{aligned} R_1 &= \left( \frac{\delta_a \sin \beta_1}{c} \right)^{1,11} l_1^{0,89} Z_1 \cos \beta_1 V_1; \\ R_2 &= \left( \frac{\delta_a \sin \beta_2}{c} \right)^{1,11} l_2^{0,89} Z_2 \cos \beta_2 V_2; \\ A_{\text{BH}} &= \left( \frac{\delta_a \sin \beta_1}{c} \right)^{1,11} l_1^{0,89} Z_1 \sin \beta_1 \left| W_1 - \frac{W_2}{B} \right|. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

В этих уравнениях приняты такие обозначения:

$$V_1 = \frac{\Sigma (\mu_1 \cos \varphi + 1)^{1,11} \cos \varphi}{Z_1}; \quad W_1 = \frac{\Sigma (\mu_1 \cos \varphi + 1)^{1,11}}{Z_1};$$

$$V_2 = \frac{\Sigma (\mu_2 \cos \varphi - 1)^{1,11} \cos \varphi}{Z_2}; \quad W_2 = \frac{\Sigma (\mu_2 \cos \varphi - 1)^{1,11}}{Z_2};$$

$$B = \frac{Z_1}{Z_2} \left( \frac{l_1}{l_2} \right)^{0,89} \left( \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} \right)^{2,11}.$$

Т а б л и ц а

| Схема нагружения подшипников внешними нагрузками<br>$R_{лев} > R_{пр}$                        | Подшипник с осевым натягом или нулевым зазором  | Подшипники с осевым зазором   |
|---|---|---|
| Лев. $< \xrightarrow{A_{вн}} >$ Пр.<br>Лев. $< \xleftarrow{A_{вн}} <$ Пр.<br>$A_{вн} \geq 0$  | Индекс I имеет правый подшипник   |   |
| Лев. $< \xrightarrow{A_{вн}} >$ Пр.<br>Лев. $> \xrightarrow{A_{вн}} <$ Пр.<br>$A_{вн} \neq 0$ | Индекс I имеет правый подшипник, если<br>$1,25 (R_{лев} \operatorname{tg} \beta - R_{пр} \operatorname{tg} \beta) > A_{вн}$ | $R_{лев} \operatorname{tg} \beta - R_{пр} \operatorname{tg} \beta > A_{вн}$ |

На основании уравнений (13) после несложных преобразований выводим основные расчетные формулы:

$$\frac{R_1 \operatorname{tg} \beta_1}{B R_2 \operatorname{tg} \beta_2} = \frac{V_1}{V_2}; \quad (14)$$

$$\frac{R_1 \operatorname{tg} \beta_1}{A_{вн}} = \frac{V_1}{\left| W_1 - \frac{W_2}{B} \right|}. \quad (15)$$

Величины  $V$  и  $W$  связаны между собой зависимостью (см. фиг. 3, кривые с индексами I и II). Определение параметров осевой нагруженности производится методом последовательного подбора величин  $V_1$  и  $V_2$ , удовлетворяющих уравнению (14), и определения по графику значений  $W_1$  и  $W_2$  (см. фиг. 3), удовлетворяющих уравнению (15).

Затем находим параметры нагруженности подшипников:

$$\lambda_1 = \frac{V_1}{W_1}; \quad \lambda_2 = \frac{V_2}{W_2}.$$

При определении, какому из двух подшипников следует присвоить индекс 1, можно пользоваться указаниями, данными в таблице.

Таким образом, расчет приведенных нагрузок и статической грузоподъемности для конических роликоподшипников двухопорных валов рекомендуется вести в следующей последовательности:

1. По таблице определяем, в сторону какого подшипника происходит осевое смещение вала (индекс 1).

2. По известным внешним нагрузкам  $R_1$ ,  $R_2$  и  $A_{\text{вн}}$  в зависимости от регулировки подшипников с помощью графика (см. фиг. 3) устанавливаем величины  $W_1$  и  $W_2$ .

3. Рассчитываем параметры нагруженности  $\lambda_1$  и  $\lambda_2$ .

4. По графику (см. фиг. 2) находим переводные коэффициенты  $K_\lambda$  и  $K_{\text{ст}}$ .

5. Определяем приведенные радиальные нагрузки  $Q_{\text{пр}}$  и статическую грузоподъемность подшипников  $Q_{\text{ст}}$ .

## ЛИТЕРАТУРА

1. Пальмгрэн Л. Шариковые и роликовые подшипники. М., Машгиз, 1949.
  2. Подшипники качения. Справочное пособие под ред. Н. А. Сивильна и А. И. Спришевского. М., Машгиз, 1961.
-

## **ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ**

Быстрое увеличение литровой мощности поршневых двигателей внутреннего сгорания, связанное с повышением их быстроходности, является причиной проведения многочисленных исследований механизма газораспределения, направленных на отыскание наиболее целесообразных законов движения его звеньев.

Цель данной работы заключается в получении методики выбора основных параметров механизма исходя из выполнения условия кинематической замкнутости привода клапана на расчетном режиме.

Некоторое уменьшение трудоемкости расчета достигнуто путем использования безразмерной формы записи величин, позволяющей не проводить предварительного анализа влияния каждого из параметров механизма на поведение клапана.

Одной из существенных особенностей колебательной системы, которую представляет собой привод клапана, является ее непостоянство в течение рабочего цикла двигателя. Уже само по себе открытие клапана вызывает изменение колебательной системы, а посадка клапана в седло резко изменяет форму его участия в колебаниях привода по сравнению с той, которая была до этого. Кроме того, колебательная система претерпевает также значительные изменения при разрыве и восстановлении кинематической цепи привода клапана. Поэтому здесь не будет рассматриваться решение задачи, сводящееся к исследованию неуправляемого профилем кулачка движения клапана при изменившихся параметрах колебательной системы, когда связь между ведущим и ведомым звеньями механизма оказывается нарушенной.

Следует подчеркнуть, что даже упрощенный подход к составлению расчетной схемы и соответствующего ей уравнения движения клапана позволяет выявить ряд качественных зависимостей,

знание которых полезно при проектировании новых и доводке существующих механизмов газораспределения автомобильных двигателей.

Допустимость замены сложной многомассовой колебательной системы более простой — одномассовой показана, например, в работе [1].

Расчетная схема привода клапана, представляющая собой одномассовую колебательную систему, изображена на фиг. 1.

Масса привода, участвующая в колебаниях (при достаточно большой жесткости распределительного вала), которая расположена между двумя невесомыми пружинами, может быть подсчитана по выражению, данному в работе [1]:

$$M = m_{\text{кл}} + \frac{1}{3} m_{\text{п}} + \frac{I_{\text{к}}}{a^2} + \frac{m_{\text{ш}}}{3 \left( i + \frac{c_{\text{ш}}}{i c_{\text{к}}} \right)^2}, \quad (1)$$

где  $m_{\text{кл}}$  — масса клапана и деталей крепления клапанной пружины;

$m_{\text{п}}$  — масса клапанной пружины;

$I_{\text{к}}$  — момент инерции коромысла относительно оси его вращения;

$m_{\text{ш}}$  — масса штанги;

$i = \frac{a}{l}$  — передаточное отношение коромысла;

$a$  — длина плеча коромысла, обращенного к клапану;

$l$  — длина плеча коромысла, обращенного к штанге;

$c_{\text{к}}$  — жесткость коромысла (вместе с его опорой), измеренная по перемещению точки коромысла, лежащей на оси клапана;

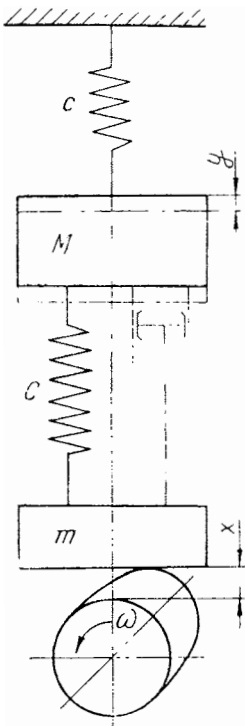
$c_{\text{ш}}$  — жесткость штанги.

Жесткость одной из пружин совпадает с жесткостью клапанной пружины  $c$ , а жесткость другой с достаточной точностью можно принять равной статической жесткости  $C$  звеньев привода.

Масса  $m$  (см. фиг. 1) не участвует в колебаниях привода, а совершает движение, задаваемое кулачком:

$$m = \frac{1}{i^2} \left\{ m_{\text{т}} + m_{\text{ш}} \left[ 1 - \frac{1}{3 \left( 1 + \frac{c_{\text{ш}}}{i^2 c_{\text{к}}} \right)^2} \right] \right\}, \quad (2)$$

где  $m_{\text{т}}$  — масса толкателя.



Фиг. 1. Расчетная схема привода клапана.

В соответствии с расчетной схемой (см. фиг. 1) вывод уравнения движения клапана приведен в работе [1].

Более удобно для исследования уравнение относительного движения клапана (уравнение деформации привода):

$$z'' + \frac{b}{M\omega} z' + \frac{C+c}{M\omega^2} z = x'' + \frac{c}{M\omega^2} x + \frac{F_0}{M\omega^2}, \quad (3)$$

где  $z = x - y$  — упругая деформация привода, измеренная у клапана;

$b$  — условный коэффициент внутреннего трения;

$\omega$  — угловая скорость вращения кулачка;

$y$  — подъем клапана;

$x$  — подъем толкателя, приведенный к клапану;

$F_0$  — усилие предварительной затяжки клапанной пружины.

Следует учитывать, что уравнение (3) справедливо только при сжатом приводе, когда  $z > 0$ .

Связь между условным коэффициентом демпфирования  $b$  и отношением последовательных амплитуд  $\frac{A_n}{A_{n+1}}$  затухающих колебаний

(если  $b \ll \nu = \sqrt{\frac{C+c}{M}}$ ), как известно, выражается так:

$$\frac{b}{M} = \frac{\nu}{\pi} \ln \frac{A_n}{A_{n+1}}.$$

Величины амплитуд  $A_n$  и  $A_{n+1}$  могут быть измерены по осциллограмме затухающих колебаний привода.

Величина  $z$  определяет условие замкнутости кинематической цепи привода клапана.

Условия кинематической замкнутости привода таковы:

а) на участке положительных ускорений

$$z > 0;$$

б) на участке отрицательных ускорений

$$Cz + m \frac{d^2x}{dt^2} > 0.$$

Запишем коэффициенты уравнения (3) в несколько ином виде:

$$\frac{F_0}{M\omega^2} = \frac{F_0}{C+c} \cdot \frac{\nu^2}{\omega^2}; \quad \frac{C+c}{M\omega^2} = \frac{\nu^2}{\omega^2};$$

$$\frac{c}{M\omega^2} = \frac{c}{C+c} \cdot \frac{\nu^2}{\omega^2}; \quad \frac{b}{M\omega} = \xi \frac{\nu}{\omega};$$

$$\xi = \ln \frac{A_n}{A_{n+1}}.$$

Подставляя эти значения коэффициентов в уравнение (3), получим:

$$z'' + \xi \frac{\nu}{\omega} z' + \frac{\nu^2}{\omega^2} z = x'' + \frac{c}{C+c} \cdot \frac{\nu^2}{\omega^2} x + \frac{F_0}{C+c} \cdot \frac{\nu^2}{\omega^2}. \quad (4)$$

Измерим подъем клапана, деформацию привода и угол поворота кулачка в относительных единицах. Для этого введем в уравнение (4) следующую подстановку:

$$\alpha = f_\alpha \Phi; \quad z = f_z H; \quad x = f_x H;$$

$$f_{z0} = \frac{F_0}{(C+c)H}; \quad f_s = s_{\text{ок}}' \frac{\Phi}{H} = \left( \frac{df_z}{df_\alpha} \right)_0,$$

где  $\Phi$  — угол половины рабочего профиля кулачка;

$H$  — максимальный подъем толкателя, приведенный к клапану.

В результате получим безразмерную форму записи уравнения (4):

$$\frac{d^2 f_z}{df_\alpha^2} + \xi \frac{\nu}{\omega} \Phi \frac{df_z}{df_\alpha} + \frac{\nu^2}{\omega^2} \Phi^2 f_z = \frac{d^2 f_x}{df_\alpha^2} + f_c f_{z0} \left( \frac{\nu \Phi}{\omega} \right)^2 f_x + \left( \frac{\nu \Phi}{\omega} \right)^2 f_{z0}. \quad (5)$$

Условия замкнутости кинематической цепи привода клапана в безразмерной форме могут быть записаны так:

а) на участке положительных ускорений

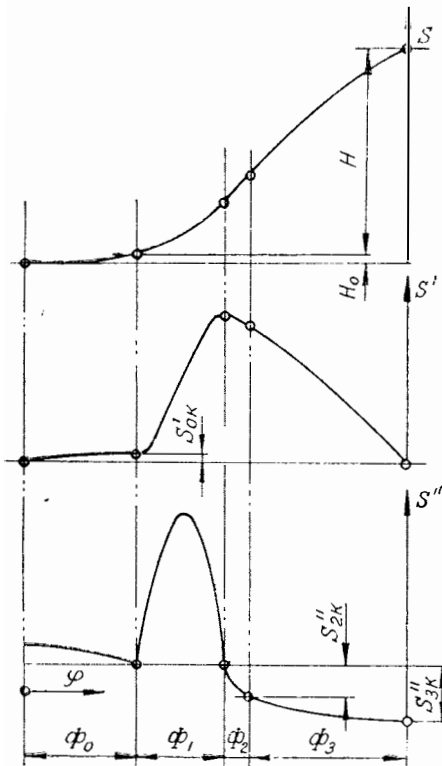
$$f_z > 0;$$

б) на участке отрицательных ускорений

$$f_z + \frac{\omega^2}{\nu_1^2 \Phi^2} \cdot \frac{d^2 f_x}{df_\alpha^2} > 0,$$

$$\text{где } \nu_1 = \sqrt{\frac{C+c}{m}}.$$

В данной работе проанализировано движение клапана, когда подъемом толкателя управляет «безударный» кулачок, метод расчета которого был предложен Курцем [2].



Фиг 2 Кинематика толкателя при работе с «безударным» кулачком Курца

Кинематика толкателя, работающего с «безударным» кулачком, представлена на фиг. 2.

Рабочий участок кривой ускорений составлен из трех дуг. На участке  $\Phi_1$  ускорение положительно и описывает полуволну синусоиды. Отрицательная часть кривой состоит из четверти волны синусоиды на участке  $\Phi_2$  и примыкающей к ней дуги параболы на участке  $\Phi_3$ .

Ускорение толкателя на рабочем участке профиля определяется следующими формулами:

а) на участке положительных ускорений ( $0 \leq \varphi_1 \leq \Phi_1$ )

$$s_1'' = c_{12} \left( \frac{\pi}{\Phi_1} \right)^2 \sin \frac{\pi}{\Phi_1} \varphi_1;$$

б) на первом участке отрицательных ускорений ( $0 \leq \varphi_2 < \Phi_2$ )

$$s_2'' = -c_{22} \left( \frac{\pi}{2\Phi_2} \right)^2 \sin \frac{\pi}{2\Phi_2} \varphi_2;$$

в) на втором участке отрицательных ускорений ( $0 \leq \varphi_3 < \Phi_3$ )

$$s_3'' = 12c_{31}(\Phi_3 - \varphi_3)^2 - 2c_{32}.$$

Углы, не стоящие под знаками тригонометрических функций, измеряются в радианах.

Отношение ускорений в начале и конце третьего участка кривой

$$z^* = \frac{s_{2к}''}{s_{3к}''}.$$

Формулы для вычисления коэффициентов рассматриваемого закона движения толкателя  $c_{11} \div c_{33}$  приведены в работах [1; 2].

Условием динамического подобия различных по своим динамическим качествам механизмов газораспределения, работающих с «безударным» кулачком на различных скоростных режимах, служат равенства для этих механизмов следующих девяти критериев:

$$\begin{aligned} 1. f_{z0} &= \frac{F_0}{(C + c)H}; & 2. f_c &= \frac{F_n - F_0}{F_0}; & 3. \frac{\gamma}{\omega} \Phi; \\ 4. \frac{\gamma_1}{\omega} \Phi; & 5. \xi &= \ln \frac{A_n}{A_{n+1}}; \\ 6. f_s &= s'_{ок} \frac{\Phi}{H} = \left( \frac{df_z}{df_a} \right)_0; \\ 7. f_3 &= \frac{\Phi_3}{\Phi}; & 8. f_2 &= \frac{\Phi_2}{\Phi}; & 9. z^* &= \frac{c_{22} \left( \frac{\pi}{2\Phi_2} \right)^2}{2c_{32}}, \end{aligned}$$

где

$f_2$  и  $f_3$  — относительная продолжительность соответственно второго и третьего участков кривой ускорений «безударного» кулачка;

$F_{II}$  — сила пружины, соответствующая положению максимального подъема клапана;

$\bar{c}_{22} = \frac{c_{22}}{H}$  и  $\bar{c}_{32} = c_{32} \frac{\Phi^2}{H}$  — безразмерные коэффициенты «безударного» профиля кулачка.

Безразмерное уравнение (5) относительного движения клапана представляет собой обыкновенное линейное неоднородное дифференциальное уравнение второго порядка с постоянными коэффициентами.

Точное решение уравнения (5) (при применении «безударного» кулачка) для практического использования неудобно, так как получающееся выражение оказывается чрезмерно громоздким. Поэтому решение уравнения (5) было получено одним из численных методов интегрирования (методом Рунге—Кутты).

Для уменьшения времени решения и обработки полученных результатов интегрирование безразмерного уравнения движения клапана проводилось лишь до положения кулачка, соответствующего его вершине.

Необходимо отметить, что во всех приведенных ниже решениях уравнения за начало движения клапана принят момент окончания устранения зазора. Ординаты кривой  $f_z = f(f_n)$  пропорциональны деформации привода. Расстояние между соответствующими точками кривой  $f_z = f(f_n)$  и кривой  $-\frac{\omega^2}{v_1^2 \Phi^2} f_v'' = \psi(f_n)$  пропорционально усилию, нагружающему кулачок.

Для получения самого усилия, воспринимаемого кулачком, величину этого расстояния следует умножить на  $iCH$  — произведение передаточного отношения коромысла на жесткость привода и максимальный подъем клапана.

Для получения деформации привода ординаты кривой  $f_z = f(f_n)$  нужно умножить на величину максимального подъема клапана  $H$ .

Нагрузка на штангу может быть получена умножением ординат кривой  $f_z = f(f_n)$  на величину максимального подъема клапана  $H$  и жесткость привода  $C$ .

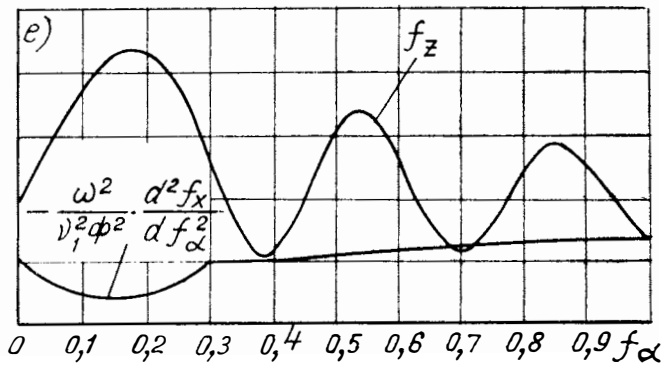
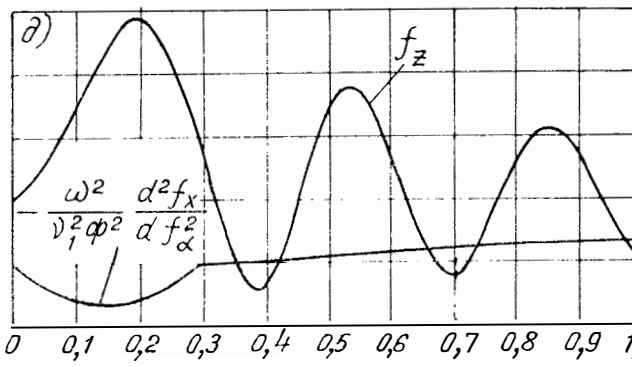
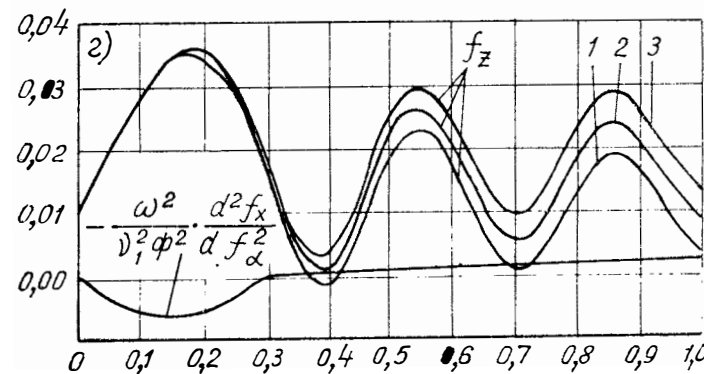
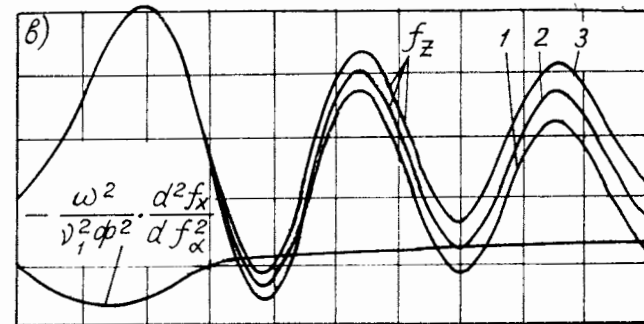
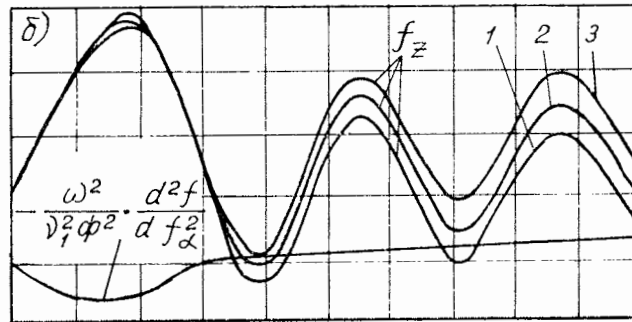
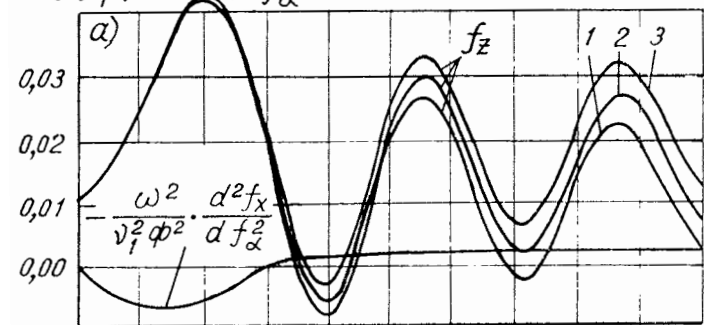
Появлению кинематического размыкания привода клапана соответствуют:

а) на участке положительных ускорений — пересечение кривой  $f_z = f(f_n)$  с осью абсцисс;

б) на участке отрицательных ускорений — пересечение кривых  $f_z = f(f_n)$  и  $-\frac{\omega^2}{v_1^2 \Phi^2} f_v'' = \psi(f_n)$ .

Необходимо отметить, что начиная с момента появления кинематического размыкания до момента восстановления контакта

$$f_z; \frac{\omega^2}{\nu_1^2 \phi^2} \cdot \frac{d^2 f_x}{d f_\alpha^2}$$



Фиг. 3 Решения уравнения движения клапана, составленного в безразмерной форме:  
 $a - z^* = 0.4; f_s = 0.1; b - z^* = 0.4; f_s = 0.2; v - z^* = 0.2; f_s = 0.1; r - z^* = 0.2; f_s = 0.2; d - z = 0; f_s = 0.1; e - z^* = 0; f_s = 0.2.$

1 -  $f_c = 1$ ; 2 -  $f_c = 1.5$ ; 3 -  $f_c = 2$ .

между деталями привода решение уравнения не соответствует действительному поведению клапана. И несмотря на то, что после восстановления контакта само уравнение (5) снова становится справедливым, на дальнейшее его решение будет оказывать влияние ошибка, вызванная тем, что действительные значения величин  $f_z$  и  $f_z'$  в момент восстановления контакта отличаются от значений, рассчитанных без учета разрыва кинематической цепи.

Естественно, чем меньше длительность разрыва, тем меньше влияние этой ошибки.

Для целей, поставленных в данной работе, совершенно безразлично, каково воздействие изменившихся после восстановления контакта начальных условий на дальнейшее решение уравнения, так как нас интересует влияние безразмерных параметров механизма на наличие хотя бы одного пересечения кривых  $f_z = f(f_a)$  и  $-\frac{\omega^2}{v_1^2 \Phi^2} f_x'' = \psi(f_a)$ .

Следовательно, для изучения влияния безразмерных параметров, являющихся функциями динамических качеств привода клапана, характеристик профиля кулачка и скоростного режима двигателя, на выполнение условия кинематической замкнутости механизма можно использовать решение уравнения (5), в котором не учитывается разрыв кинематической цепи.

Кривые решений уравнения (5), приведенные на фиг. 3, соответствуют шести вариантам «безударного» закона движения клапана.

Для всех кривых  $f_1 = 0,3$ ;  $f_2 = 0,1$ ;  $f_3 = 0,6$ ;  $f_{z0} = 0,01$ ;  $\frac{v}{\omega} \Phi = 20$ ;  $\frac{v_1}{\omega} \Phi = 35$ ;  $\xi = 0,107$ .

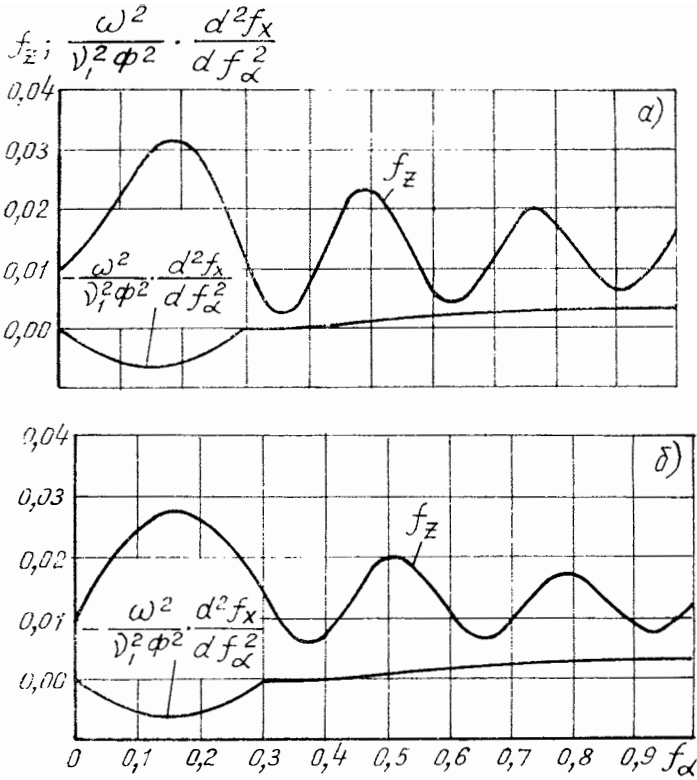
Анализ решений уравнения (5) показывает, что во всех случаях с увеличением значений безразмерных величин  $f_s$  и  $f_c$  и уменьшением величины  $z^*$  при неизменных значениях  $f_1, f_2, f_3, f_{z0}, \frac{v}{\omega} \Phi, \frac{v_1}{\omega} \Phi$  и  $\xi$  динамические качества механизма улучшаются.

Однако следует иметь в виду, что возрастание  $f_c$  хотя и способствует выполнению условия кинематической замкнутости привода, но довольно часто (см. фиг. 3) приводит к неоправданному увеличению запаса клапанной пружины в положениях кулачка, близких к его максимальному подъему. Уменьшение величины  $z^*$  приводит к некоторой потере площади под кривой подъема клапана, но весьма благоприятно сказывается на динамике его привода и, что особенно важно, является более действенным средством устранения кинематического размыкания на первом участке отрицательных ускорений — участке, где появление разрывов кинематической цепи механизма наблюдается особенно часто.

На фиг. 4 представлены решения уравнения (5) со значением критерия  $\frac{v\Phi}{\omega} = 22,5$ .

Анализ решений уравнения показывает, что кинематическое размыкание привода клапана отсутствует.

Примерное постоянство минимальных коэффициентов запаса клапанной пружины на участках  $f_2$  и  $f_3$  свидетельствует об удачном подборе безразмерных параметров механизма.



Фиг. 4. Решения уравнения движения клапана, составленного в безразмерной форме со значением параметра  $\frac{\gamma}{\omega} \Phi = 22,5$

$$\text{при } f_c = 1 \text{ и } z^* = 0:$$

$$a - f_s = 0,1; \quad \sigma - f_s = 0,2.$$

Необходимо отметить, что улучшать динамические качества механизма путем увеличения безразмерного параметра  $\int_{z_0}$  необходимо только тогда, когда все другие способы исчерпаны, так как возрастание  $f_{z_0}$  может привести к преждевременной посадке клапана в седло.

Заканчивая рассмотрение представленной задачи, следует произвести оценку одного из наиболее важных параметров профиля кулачка — площади под кривой подъема толкателя.

Составим выражение для подсчета «угла-сечения»:

$$\begin{aligned} \hat{s} = \int_0^{\Phi} s d\varphi = \int_0^{\Phi_1} & \left( c_{11}\varphi_1 - c_{12} \sin \frac{\pi}{\Phi_1} \varphi_1 \right) d\varphi_1 + \int_0^{\Phi_2} \left( c_{11}\Phi_1 + c_{21}\varphi_2 + \right. \\ & \left. + c_{22} \sin \frac{\pi}{2\Phi_2} \right) d\varphi_2 + \int_0^{\Phi_3} \left[ c_{31}(\Phi_3 - \varphi_3)^4 - c_{32}(\Phi_3 - \varphi_3)^3 + c_{33} + c_{11}\Phi_1 + \right. \\ & \left. + c_{21}\Phi_2 + c_{22} \right] d\varphi_3 = c_{11} \frac{\Phi_1^2}{2} - \frac{2\Phi_1}{\pi} c_{12} + c_{21} \frac{\Phi_2^2}{2} + \frac{2\Phi_2}{\pi} c_{22} + c_{11}\Phi_1\Phi_3 + \\ & + \frac{c_{31}}{5} \Phi_3^5 - \frac{c_{32}}{3} \Phi_3^3 + H\Phi_3. \end{aligned}$$

«Угол-сечение» может быть оценен безразмерным параметром — коэффициентом  $k$  полноты диаграммы подъема, который можно представить так:

$$\begin{aligned} k = \bar{c}_{11} \frac{f_1^2}{2} - \bar{c}_{12} \frac{2f_1}{\pi} + \bar{c}_{21} \frac{f_2^2}{2} + \bar{c}_{22} \frac{2f_2}{\pi} + \\ + \bar{c}_{11} f_1 f_2 + \frac{1}{5} f_3^5 \bar{c}_{31} - \frac{1}{3} \bar{c}_{32} f_3^3 + f_3. \end{aligned}$$

Ниже приведены развернутые формулы для подсчета безразмерных коэффициентов закона движения толкателя:

$$\bar{c}_{11} = \frac{(2 - f_1 f_3) \left( \frac{4 + 2z^*}{3} f_3 + \frac{4z^*}{\pi} f_2 \right) + f_3 \left( 16z^* \frac{f_2^2}{\pi^2} + 2 \frac{5 + z^*}{6} f_3^2 + \right.}{2 \left( 16z^* \frac{f_2^2}{\pi^2} + 2 \frac{5 + z^*}{6} f_3^2 + 2 \frac{4 + 2z^*}{3} f_3 f_2 + \frac{4 + 2z^*}{3} f_3 f_1 + \right.} \\ \left. + 2 \frac{4 + 2z^*}{3} f_3 f_2 + \frac{4 + 2z^*}{3} f_3 f_1 + \frac{4z^*}{\pi} f_2 f_1 \right) + \frac{4z^*}{\pi} f_2 f_1} ;$$

$$\bar{c}_{12} = \frac{f_1}{\pi} \cdot \frac{(2 - f_1 f_3) \left( \frac{4 + 2z^*}{3} f_3 + \frac{4z^*}{\pi} f_2 \right) - f_3 \left( 16z^* \frac{f_2^2}{\pi^2} + 2 \frac{5 + z^*}{6} f_3^2 + \right.}{2 \left( 16z^* \frac{f_2^2}{\pi^2} + 2 \frac{5 + z^*}{6} f_3^2 + 2 \frac{4 + 2z^*}{3} f_3 f_2 + \right.} \\ \left. + 2 \frac{4 + 2z^*}{3} f_3 f_2 + \frac{4 + 2z^*}{3} f_3 f_1 + \frac{4z^*}{\pi} f_2 f_1 \right) + \frac{4 + 2z^*}{3} f_3 f_1 + \frac{4z^*}{\pi} f_2 f_1} ;$$

$$\bar{c}_{32} = \frac{2 - f_1 f_s}{16z^* \frac{f_2^2}{\pi^2} + 2 \frac{5 + z^*}{6} f_3^2 + 2 \frac{4 + 2z^*}{3} f_3 f_2 + \frac{4 + 2z^*}{3} f_3 f_1 + \frac{4z^*}{\pi} f_2 f_1} ;$$

$$\bar{c}_{21} = \frac{\frac{4 + 2z^*}{3} f_3 (2 - f_1 f_s)}{16z^* \frac{f_2^2}{\pi^2} + 2 \frac{5 + z^*}{6} f_3^2 + 2 \frac{4 + 2z^*}{3} f_3 f_2 + \frac{4 + 2z^*}{3} f_3 f_1 + \frac{4z^*}{\pi} f_2 f_1} ;$$

$$\bar{c}_{22} = \frac{8z^* f_2}{\pi^2} \cdot \frac{2 - f_1 f_s}{16z^* \frac{f_2^2}{\pi^2} + 2 \frac{5 + z^*}{6} f_3^2 + 2 \frac{4 + 2z^*}{3} f_3 f_2 + \frac{4 + 2z^*}{3} f_3 f_1 + \frac{4z^*}{\pi} f_2 f_1} ;$$

$$\bar{c}_{31} = \frac{(2 - f_1 f_s)(1 - z^*)}{6f_3^2 \left( 16z^* \frac{f_2^2}{\pi^2} + 2 \frac{5 + z^*}{6} f_3^2 + 2 \frac{4 + 2z^*}{3} f_3 f_2 + \frac{4 + 2z^*}{3} f_3 f_1 + \frac{4z^*}{\pi} f_2 f_1 \right)} ;$$

$$\bar{c}_{33} = \frac{5 + z^*}{6} f_3^2 \frac{2 - f_1 f_s}{16z^* \frac{f_2^2}{\pi^2} + 2 \frac{5 + z^*}{6} f_3^2 + 2 \frac{4 + 2z^*}{3} f_3 f_2 + \frac{4 + 2z^*}{3} f_3 f_1 + \frac{4z^*}{\pi} f_2 f_1} .$$

В таблице приведены безразмерные коэффициенты законов движения толкателя, при которых получены решения уравнения (5) (см. фиг. 3 и 4) и рассчитаны коэффициенты полноты диаграммы подъема толкателя.

Т а б л и ц а

| Безразмерные коэффициенты закона движения клапана | z = 0,4              |                      | z = 0,2              |                      | z* = 0               |                      |
|---|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|
|   | f <sub>s</sub> = 0,1 | f <sub>s</sub> = 0,2 | f <sub>s</sub> = 0,1 | f <sub>s</sub> = 0,2 | f <sub>s</sub> = 0,1 | f <sub>s</sub> = 0,2 |
| $\bar{c}_{11}$                                    | 0,9160613            | 0,9528725            | 0,8797497            | 0,9171139            | 0,8380000            | 0,8760000            |
| $\bar{c}_{12}$                                    | 0,07792811           | 0,07189403           | 0,07446061           | 0,06847933           | 0,0705096            | 0,06455324           |
| $\bar{c}_{32}$                                    | 1,713395             | 1,6873С3             | 1,832759             | 1,804849             | 1,9700000            | 1,940000             |
| $\bar{c}_{21}$                                    | 1,644860             | 1,619811             | 1,612828             | 1,588267             | 1,576000             | 1,560000             |
| $\bar{c}_{22}$                                    | 0,005555305          | 0,005470707          | 0,002971158          | 0,002925912          | 0,0000000            | 0,000000             |
| $\bar{c}_{31}$                                    | 0,4759433            | 0,4686954            | 0,6787999            | 0,6684628            | 0,9120370            | 0,8981481            |
| $\bar{c}_{33}$                                    | 0,5551402            | 0,5466863            | 0,5718210            | 0,5631131            | 0,5910000            | 0,5820000            |
| k   | 0,5470               | 0,5525               | 0,5387               | 0,5440               | 0,5119               | 0,5352               |

Из сопоставления результатов расчета следует, что, решая уравнение (5), можно подобрать такие значения безразмерных параметров механизма, чтобы условия кинематической замкнутости привода были бы выполнены.

При выборе направления изменения безразмерных параметров механизма для устранения размыкания кинематической цепи привода клапана можно основываться на указанных выше результатах данной работы.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Корчемный Л. В. Механизм газораспределения двигателя. М., Изд. «Машиностроение», 1964.
  2. Kurz D. Entwurf und Berechnung ruckfreier Nocken. ATZ, 1954, № 11.
-

*М. М. Вихерг, Ю. Б. Свиридов, Т. Р. Филиппович, Е. В. Шатров*

## **СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК СГОРАНИЯ ТОПЛИВ ШИРОКОГО ФРАКЦИОННОГО СОСТАВА**

### **Введение**

Широкое применение дизелей в народном хозяйстве страны сдерживается недостатком существующих сортов дизельного топлива, в результате чего основные модели грузовых автомобилей выпускаются с карбюраторными двигателями. Дизелизация грузового парка страны является одним из наиболее перспективных направлений развития автомобильного транспорта. Положительное решение этого вопроса возможно лишь в случае изыскания нового вида дизельного топлива, способного в качественном отношении заменить имеющееся топливо, а также найти пути к дополнительным ресурсам.

В то же время постоянное совершенствование дизелей по удельным энергетическим (среднее эффективное давление, литровая мощность и др.) показателям и форсирование по оборотам выдвигают новые требования к топливам, которые должны в первую очередь обеспечить эффективное протекание процессов смесеобразования и сгорания во всем диапазоне режимов работы двигателя. Это в значительной степени зависит как от совершенства топливной аппаратуры, типа и конструкции камеры сгорания, так и от свойств применяемого топлива (фракционного состава, вязкости, плотности и др.).

Следует отметить, что если низкооборотные стационарные двигатели малочувствительны к фракционному составу и хорошо работают на тяжелых сортах топлива, то для быстроходных дизелей, особенно с неразделенной камерой сгорания, фракционный состав топлива определяет полноту и мягкость протекания процесса сгорания. В быстроходных дизелях, работающих на высококипящих

топливах, процесс сгорания протекает не вполне удовлетворительно вследствие большой продолжительности процесса смесеобразования, что в итоге может привести к образованию трудносжигаемых коксообразных веществ, повышенным тепловым потерям, отложению нагара, повышению уровня дымности выхлопа и снижению топливной экономичности.

Устранение этих недостатков в значительной мере может быть достигнуто при наличии в топливе легких (бензиновых) и тяжелых (соляровых) фракций, т. е. оно должно быть по своему составу широкофракционным. Присутствие в топливе бензиновых фракций обеспечит быстрое развитие процессов испарения и смесеобразования при низких температурах, содержание же тяжелых фракций обеспечит хорошую воспламеняемость. Наличие промежуточных лигроинно-керосиновых фракций в топливе должно быть в процентном отношении таким, чтобы повысить качество подготовки топливо-воздушной смеси и своевременное развитие процесса сгорания.

В связи с этим НАМИ и ВНИИ НП были предложены топлива широкого фракционного состава (ШФС) с пределами выкипания ( $65 - 120^{\circ}\text{C}$ ) — ( $240 - 360^{\circ}\text{C}$ ), которые были подвергнуты широким экспериментальным исследованиям на лабораторных безмоторных установках, одноцилиндровых отсеках с размерностью 4-тактных дизелей ЯМЗ, в условиях лабораторно-дорожных и эксплуатационных испытаний автомобилей МАЗ-503 и МАЗ-504, в холодильной камере и т. д.

В результате испытаний были уточнены основные показатели топлив ШФС и разработан проект ГОСТа на эти топлива.

Данные исследования относятся к первому этапу широкого комплекса исследований и испытаний, направленных на всестороннюю оценку этих топлив.

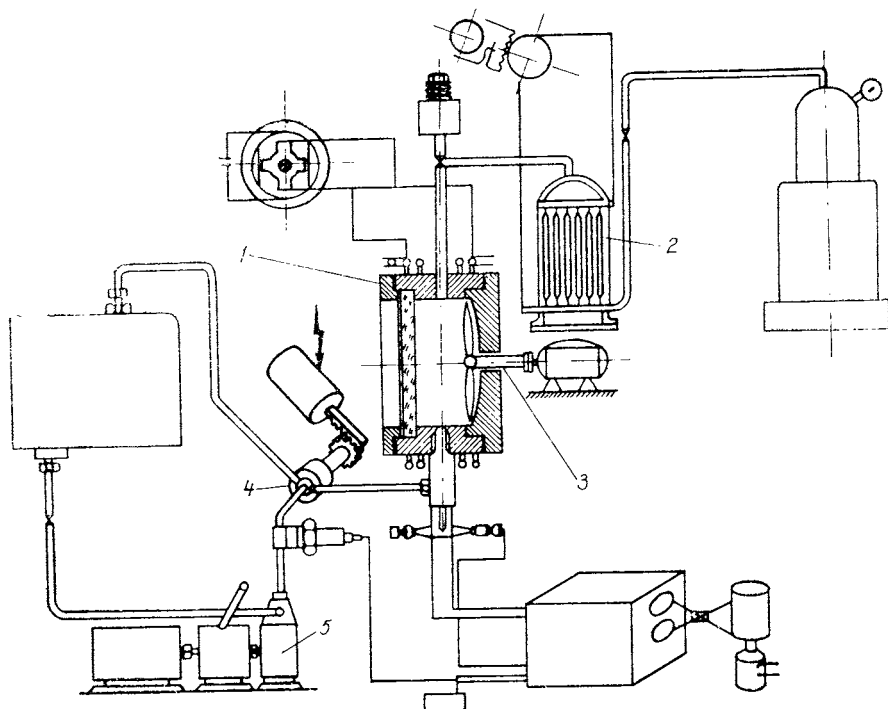
Целью настоящей работы являлось исследование смесеобразования и сгорания топлив широкого фракционного состава (ШФС-2 и ШФС-1) и стандартного дизельного топлива по ГОСТ 305—62 в условиях безмоторной установки при впрыске в вихревой поток различной интенсивности, т. е. в условиях, имитирующих по термо- и газодинамике воздушного заряда дизельные.

### Экспериментальная установка

Исследование процессов смесеобразования и сгорания распыленных топлив было проведено на безмоторной установке [4], представляющей собой цилиндрическую камеру сгорания  $I$  постоянного объема диаметром 100 мм (фиг. 1). В опытах была использована топливная аппаратура дизеля ЯМЗ (форсунки и одноплунжерный насос 5 размерности Б с диаметром плунжера 9 мм, ходом 10 мм и тангенциальным кулачком 4 Б).

Сошла распылителя рабочей форсунки имели те же размеры, что и у дизеля ЯМЗ, но были выполнены в одной плоскости в ви-

де веера. Установка была оборудована завихряющим устройством 3 в виде 6-лопастного вентилятора, размещенного в камере сгорания и закрепленного на валу. Другой конец вала завихрителя проходил через упорный подшипник, вмонтированный в сварном кожухе, и был соединен мягкой муфтой с электромотором.



Фиг. 1. Схема экспериментальной установки:

1 — корпус бомбы; 2 — теплообменник; 3 — завихритель; 4 — механизм единичного впрыска; 5 — топливный насос.

Вставка с вентилятором устанавливалась с торца камеры сгорания вместо одной из боковых крышек. Число оборотов вентилятора изменялось в диапазоне от 0 до 10000 об/мин.

### Программа и методика исследования

В табл. 1 приведены основные физико-химические показатели дизельных топлив широкого фракционного состава (ШФС-1 и ШФС-2) [1] и стандартного марки «Л» по ГОСТ 305—62, подвергшихся испытанию, а кривые их фракционной разгонки представлены на фиг. 2.

Сравнение топлив производилось по основным характеристикам, определяющим протекание процессов испарения, смесеобразования и сгорания:

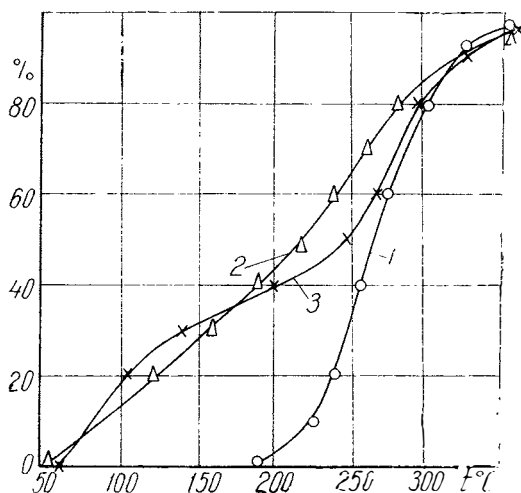
$\Delta p$  — изменение давления в камере сгорания при впрыске топлива в инертную среду,  $\text{кг/см}^2$ ;  
 $\tau_l$  — период задержки воспламенения,  $\text{мсек}$ ;  
 $\tau_{fl}$  — длительность основного горения,  $\text{мсек}$ ;  
 $\lambda$  — степень повышения давления.

Таблица 1

| Показатели  | ШФС-1       | ШФС-2   | По ГОСТ 305—62<br>марка „Л“ |
|---|-------------|---------|-----------------------------|
| Цетановое число   | 45—46       | 46      | 45                          |
| Фракционный состав: температура начала кипения                  | 55—60       | 60—69   | —                           |
| 10% перегоняется при $^{\circ}\text{C}$                         | 90—120      | 85—90   | —                           |
| 50% »   | 230—250     | 245—255 | 270                         |
| 90% »   | 350—360     | 350—360 | 360                         |
| Вязкость кинематическая при $20^{\circ}\text{C}$ , $\text{сст}$ | 1,8—2,3     | 1,48    | 3,0—6,0                     |
| Содержание серы, %  | 0,5—0,6     | 0,52    | 1,0                         |
| Температура застывания, $^{\circ}\text{C}$                      | от—25 до—27 | —27     | —10                         |
| Содержание фактических смол на 100 $\text{мл}$                  | 10—20       | 5       | 60                          |
| Теплотворная способность, $\text{ккал/кг}$                      | 10320       | 10310   | 10240                       |
| Плотность   | 0,79        | 0,782   | —                           |
| Кислотность, $\text{мг/100 мл}$ топлива                         | 1,1         | 0,81    | 5                           |

Число оборотов топливного насоса и цикловая подача составили соответственно 850  $\text{об/мин}$  и 100  $\text{мг/цикл}$ . Начальное давление выдерживалось равным 4, 15, 23 и 30  $\text{кг/см}^2$ , а температура воздушного заряда изменялась в пределах 300—600 $^{\circ}\text{C}$ . При каждом режиме опыта впрыск топлива осуществлялся первоначально в спокойный заряд, а затем в заряд с различной степенью завихривания, определяемой скоростью вращения вентилятора (2000, 4000, 6000, 8000 и 10000  $\text{об/мин}$ ).

На основании полученных осциллограмм при впрыске топлива в азот, если исследовался про-



Фиг. 2. Кривые фракционной разгонки топлив:

1 — стандартное дизельное топливо;  
 2 — топливо ШФС-1; 3 — топливо ШФС-2.

цесс испарения, и в воздух, если исследовался процесс горения, записанных пьезокварцевыми датчиками, строились графики:  $\Delta p = f(\tau)$ ,  $\tau_I = f(t^{\circ}\text{C})$ ,  $\tau_{II} = f(t^{\circ}\text{C})$ ,  $\lambda = f(t^{\circ}\text{C})$  при различных интенсивностях вихря.

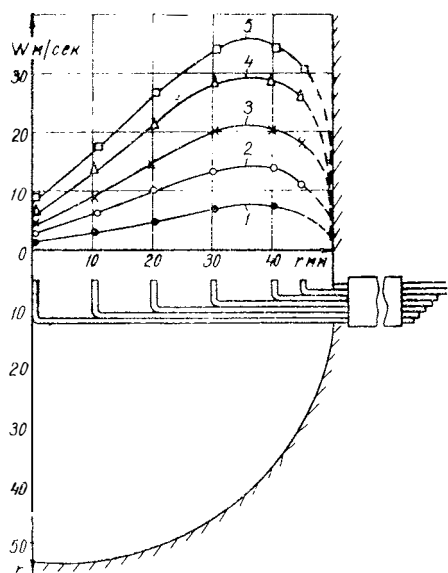
### Определение структуры вихря и его характеристик

Изучение влияния вихревого движения воздуха на процессы смесеобразования и сгорания распыленных топлив связано в первую очередь с определением структуры вихря, поля его скоростей и величины турбулентных пульсаций. Существует ряд методов [2; 3], каждый из которых в отдельности дает возможность определить с достаточной точностью лишь один из параметров газового потока. Поэтому в настоящей работе для определения направления вихревого движения воздуха в камере сгорания ( $\bar{\omega}'$ ), средних скоростей ( $\bar{\omega}_{\text{ср}}$ ) и турбулентных пульсаций ( $\omega'$ ) были соответ-

ственно выбраны: метод трассирования, трубок Пито и термоанемометрирования.

Метод трассирования служил для определения направления движения воздушного потока в камере сгорания и дал возможность визуально и путем непосредственного фотографирования проследить за движением вихревого потока воздуха в камере сгорания и выбрать место расположения трубок Пито и нити электроанемометра.

Схема расположения в цилиндрической камере сгорания трубок Пито диаметром 1,2 мм показана на фиг. 3. Здесь же представлены величины скоростей окружной составляющей вихря в различных местах по радиусу камеры (трубки размещались на расстоянии 10 мм друг от друга) при изменении чисел оборотов вентилятора от 2000 до 10000 об/мин.



Фиг. 3. Схема установки трубок Пито и диаграммы окружных скоростей вихря 1 — 2000 об/мин завихрителя; 2 — 4000 об/мин завихрителя; 3 — 6000 об/мин завихрителя; 4 — 8000 об/мин завихрителя; 5 — 10,000 об/мин завихрителя.

Из графика видно, что величина окружной составляющей вихря ( $\omega_r$ ) увеличивается от центра к периферии, достигая максимального значения на расстоянии (0,7—0,8) радиуса от центра бомбы. При дальнейшем приближении к стенке бомбы окружные скорости резко сокращались. Указанный характер протекания скорости  $\omega_r = f(r)$  сохраняется во всем диапазоне изменения чис-

ла оборотов завихрителя, равного числу оборотов вихря, при пропорциональном возрастании  $\omega_r$  с числом оборотов вентилятора. Это позволяет констатировать, что движение заряда в объеме камеры, за исключением пристеночного слоя, подчиняется закону вращения твердого тела.

Исследованию структуры воздушного вихря при помощи электротермоанемометра типа ЭТАМ-ЗА предшествовали работы по калибровке измерительных насадок в стационарном ламинарном движении газового потока. В процессе изучения характера движения воздуха в камере сгорания протарированный насадок с вольфрамовой нитью диаметром 19 мк и длиной 4,5 мм устанавливался в отверстие образующей бомбы и имел возможность поступательного перемещения по диаметру камеры сгорания и вращения вокруг своей оси, что позволяло фиксировать окружную и осевую скорости вихря. При замере воздушного потока нить насадка размещалась в тех же местах, что и трубки Пито, т. е. через каждые 10 мм по радиусу бомбы.

Полученные результаты подтвердили характер изменения окружной скорости, который был получен трубками Пито, однако абсолютные величины  $\omega_r$  достигли несколько больших значений — 38 м/сек при 10000 об/мин вентилятора, что можно отнести за счет турбулентных пульсаций, регистрируемых электротермоанемометром. Минимальные скорости были получены в центре бомбы и в зависимости от интенсивности вихря изменялись в пределах от 2 до 5 м/сек. С помощью электротермоанемометра была обследована и осевая составляющая скорости воздушного вихря, которая незначительно увеличивалась от центра бомбы к ее периферии и изменялась в пределах от 3 до 10 м/сек, наименьшее же значение также было зарегистрировано в центре камеры сгорания.

Данные, полученные с помощью ЭТАМ-ЗА, дали дополнительные результаты о структуре вихревого потока в бомбе с точки зрения осевой составляющей потока, а также легли в основу определения пульсационной составляющей скорости вихря в камере сгорания.

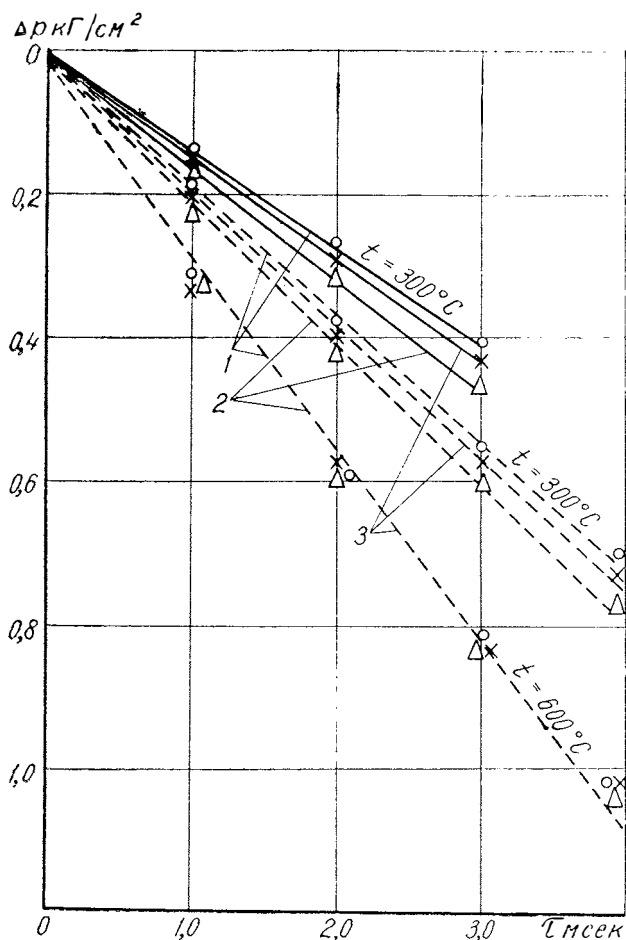
Т а б л и ц а 2

| $n_v$<br>об/мин | $\omega_{r\max}$<br>м/сек | $\omega_{r\text{ср}}$<br>м/сек | $\omega_{o,\text{ср}}$<br>м/сек | $\omega'_{\text{ср}}$<br>м/сек |
|-----------------|---------------------------|--------------------------------|---------------------------------|--------------------------------|
| 2000            | 7,5                       | 6,5                            | 1,5                             | 2,0                            |
| 4000            | 15,0                      | 11,0                           | 2,5                             | 2,4                            |
| 6000            | 22,0                      | 18,0                           | 3,4                             | 2,6                            |
| 8000            | 29,0                      | 25,0                           | 5,0                             | 2,8                            |
| 10000           | 36,5                      | 32,0                           | 6,8                             | 3,0                            |

В табл. 2. даны значения скоростей вихря в объеме бомбы, полученные различными методами ( $\omega_{r\max}$  — максимальная окружная скорость вихря;  $\omega_{r\text{ср}}$  — средняя окружная скорость;  $\omega_{o,\text{ср}}$  — средняя осевая скорость вихря;  $\omega'_{\text{ср}}$  — средняя пульсационная составляющая вихря).

## Результаты опытов по смесеобразованию и сгоранию различных топлив

В основу анализа процесса испарения факела топлива была положена зависимость  $\Delta p = f(\tau)$ , показывающая характер изменения давления в камере сгорания в процессе впрыска топлива за счет отдачи тепла от воздуха к топливу. По кривым  $\Delta p = f(\tau)$  (фиг. 4), полученным в результате обработки осциллограмм при впрыске топлива в камеру сгорания с начальной температурой



Фиг. 4. Падение давления в камере в процессе впрыска: спокойная среда; начальное давление  $p_0 = 23$  кг/см<sup>2</sup> (сплошные линии); вращающаяся среда при максимальном завихривании;  $n_0 = 10000$  об/мин (пунктир); 1 — стандартное дизельное топливо; 2 — топливо ШФС-1; 3 — топливо ШФС-2.

$t_0=300$  и  $600^\circ\text{C}$  и начальном давлении  $p_0=23 \text{ кг/см}^2$ , при  $\omega_{\text{ср}}=32 \text{ м/сек}$  ( $n_{\text{в}}=10000 \text{ об/мин}$ ), можно проследить влияние вихря на характер изменения величины  $\Delta p$ , косвенно определяющей процесс испарения топлива. На основании этих данных можно констатировать, что наличие вихря в камере существенно ускоряет процесс теплообмена среды с топливным факелом, а следовательно, и процесс испарения. Видно, что давление в бомбе падает практически прямолинейно во времени как при впрыске топлива в спокойный заряд, так и в завихренный, и значения  $\Delta p$  возрастают с увеличением скорости вихря и начальной температуры.

Объяснить такое протекание кривых можно тем, что вихревой поток, воздействуя на факел впрыснутого топлива, увеличивает его объем и время пребывания в камере, так как при этом увеличивается путь от распылителя до стенки и тем самым вовлекает в теплообмен большую долю воздуха, способствуя отдаче тепла от воздуха к топливу и его испарению. Полученные диаграммы показывают, что падение давления в бомбе завершается очень резко (см. фиг. 4). Это соответствует моменту попадания факела топлива на стенки камеры сгорания, в результате чего теплообмен между средой и топливом заканчивается, что и приводит к прекращению падения давления, так как в дальнейшем тепло к топливу будет подводиться от стенки камеры и процесс испарения будет протекать по законам пленочного испарения. Наличие вихревого движения заряда существенно влияет на момент достижения факелом топлива стенок бомбы, увеличивая время пребывания его в объеме камеры, тем самым уменьшая долю впрыснутого топлива, испаряющегося по законам пленочного испарения. Характер изменения величины  $\Delta p$  одинаков для исследуемых топлив ШФС и стандартного дизельного (см. фиг. 4) как при впрыске последних в спокойный, так и в завихренный заряд. Сравнение кривых  $\Delta p$  экспериментальных топлив ШФС-2, ШФС-1 и стандартного при наличии вихря в камере сгорания показало, что в области низких температур ( $t_0=300^\circ\text{C}$ ) кривая  $\Delta p$  топлива ШФС-1 лежит ниже кривой  $\Delta p$  стандартного топлива и разница между ними в конце впрыска составляет порядка  $\sim 0,1 \text{ кг/см}^2$ . Топливо ШФС-2 занимает в этом случае промежуточное положение. С ростом температуры разница в значениях  $\Delta p$  указанных топлив сокращается ( $t_0=400^\circ\text{C}$ ) и практически отсутствует при  $t_0=600^\circ\text{C}$ .

Полученные закономерности протекания  $\Delta p$  для трех исследуемых топлив объясняется тем, что топлива ШФС содержат в своем составе значительно большее количество фракций, выкипающих в пределах до  $300^\circ\text{C}$ , чем стандартное дизельное топливо. Поэтому в этой области температур топлива ШФС испаряются более интенсивно, чем стандартное, а следовательно, и кривые  $\Delta p$  ТШФС идут более круто.

При температуре среды  $t_0=400^\circ\text{C}$  в испарении участвует все количество впрыснутого в камеру сгорания топлива как ШФС, так и стандартного. В результате в этом случае разница в кри-

вых  $\Delta p$  сравниваемых топлив уменьшается, и это объясняется лишь наличием в ШФС бензиновых, керосиновых и лигроиновых фракций, которые прогреваются и испаряются быстрее, чем дизельные фракции стандартного топлива.

И, наконец, при  $t_0 = 600^\circ\text{C}$  фракционный состав топлива мало влияет на интенсивность теплообмена между воздухом и факелом топлива, так как температура  $600^\circ\text{C}$  много выше температуры конца разгонки всех исследуемых топлив.

Таким образом, опытный материал по испарению показал, что топлива ШФС-2 и ШФС-1 имеют более интенсивный теплообмен и испарение в сравнении с дизельным топливом в области низких температур и не отличаются от стандартного в области высоких температур, что указывает на соответствие ТШФС с точки зрения теплообмена и испарения стандартному дизельному топливу.

## Воспламенение

В последние годы в области исследования процессов воспламенения и горения распыленных топлив проведено большое количество работ, но среди них мало таких, которые бы вскрывали роль газодинамики заряда в дизельном цикле. В настоящей работе путем изменения интенсивности завихрения воздушного потока в камере при прочих равных условиях сделана попытка показать влияние вихря на характер протекания отдельных стадий процесса сгорания.

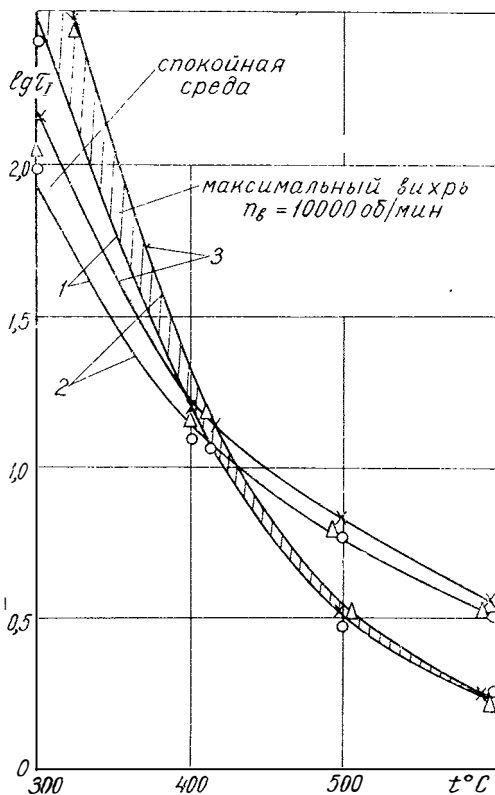
Оценка качества развития процесса воспламенения топлив проводилась по величине задержки воспламенения ( $\tau_I$ ), а процесса горения — по степени повышения давления ( $\lambda$ ) и времени основного горения ( $\tau_{II}$ ).

Так, из кривых  $\lg \tau_I = f(t, C)$ , представленных на фиг. 5, видно, что при впрыске топлива в спокойный воздушный заряд изменение периода задержки воспламенения в зависимости от температуры протекает по общеизвестной закономерности. При впрыске же топлива в вихревой поток кривая задержки воспламенения имеет принципиально тот же характер, что и при впрыске в спокойную среду. Однако абсолютные значения  $\tau_I$  существенно отличаются от  $\tau_I$ , полученных в первом случае. В области низких температур ( $t \leq 350^\circ\text{C}$  — режим пуска дизеля) движение воздуха явно увеличивает задержку воспламенения  $\tau_I$  и эта разница становится тем сильнее, чем больше скорость и чем ниже начальная температура заряда в камере сгорания. При впрыске топлива в воздушный заряд с  $t_0 > 400^\circ\text{C}$  вихревое движение способствует сокращению периода задержки воспламенения. Причем, с возрастанием начальной температуры заряда и его интенсивности движения значения  $\tau_I$  в сравнении с  $\tau_I$ , полученными при впрыске в спокойную среду, уменьшаются. В среднетемпературной зоне при  $t_0 = 400^\circ\text{C}$  наличие в камере сгорания движения воздуха различной интенсивности не оказывает влияния на длительность задержки воспламенения,

Как показали опыты, изменение начального давления в камере при прочих равных условиях не меняет характера кривых  $\lg \tau_1 = f(t^\circ\text{C})$ , полученных при впрыске в спокойный и завихренный заряд, хотя и наблюдается некоторое различие в абсолютных значениях  $\tau_1$ . Так, например, рост давления воздушного заряда в бомбе с 15 до 30  $\text{кг/см}^2$  при  $t_0 = 600^\circ\text{C}$  сокращает  $\tau_1$  с 3,7 до 3,0  $\text{мсек}$  при впрыске топлива в спокойный заряд и соответственно с 2,0 до 1,4  $\text{мсек}$  при впрыске его в поток.

Увеличение  $\tau_1$  при завихревании в зоне низких температур можно объяснить увеличением времени на выравнивание поля температур и концентраций в объеме камеры сгорания, что способствует получению более однородного (гомогенного) состава смеси.

В результате при  $\alpha > 1$  замедляется возникновение устойчивых очагов воспламенения, и чем ниже температура воздуха в камере сгорания, тем сильнее проявляется тормозящее действие завихривания на период задержки. Ускорение процесса воспламенения распыленного топлива в высокотемпературной зоне объясняется интенсификацией процессов физико-химической подготовки топлива воздействием движения заряда. Из графика, приведенного на фиг. 5, видно, что исследуемое топливо ШФС-2 (с полувырезанной керосиновой фракцией) с точки зрения воспламенения практически не отличается от ШФС-1 (с непрерывной кривой разгонки), особенно при температуре среды больше  $400^\circ\text{C}$ , но имеет различие по задержке воспламенения от стандартного дизельного топлива. Следует отметить, что различие в задержках воспламенения топлива ШФС и стандартного наблюдается лишь в области температур  $350^\circ\text{C}$  и ниже, где стандартное топливо имеет меньшее  $\tau_1$ . При



Фиг. 5. Зависимость периода задержки воспламенения от температуры среды, начальное давление  $p_0 = 23 \text{ кг/см}^2$ :  
1 — стандартное дизельное топливо; 2 — топливо ШФС-1; 3 — топливо ШФС-2.

температурах воздушного заряда выше  $500^{\circ}\text{C}$  и интенсивном движении последнего разницы в  $\tau_l$  для исследуемого и стандартного топлив практически не наблюдается.

Такое протекание кривых  $\tau_l$  для топлив ШФС и стандартного дизельного (область низких температур) объясняется тем, что у топлив ШФС в первую очередь испаряются легкокипящие, трудновоспламеняемые, термически более стойкие фракции, затрудняющие разогрев и испарение легковоспламеняемых тяжелых фракций. Это благоприятствует хорошему распределению топлива по объему камеры сгорания и образованию в последнем гомогенной топливовоздушной смеси. Отсутствие в этом случае условий оптимальной концентрации топлива в локальных объемах камеры сгорания является причиной затягивания процесса воспламенения у топлив ШФС в сравнении со стандартным дизельным топливом. У стандартного топлива ввиду отсутствия легких фракций относительно большая доля теплоты воздуха будет израсходована на нагрев и испарение тяжелых легковоспламеняемых фракций, способствующих развитию процесса воспламенения. Это объяснение полученного экспериментального факта хорошо согласуется с результатами влияния вихря на процесс воспламенения распыленных топлив. Действительно, с ростом интенсивности движения воздушного заряда в камере при температурах меньше  $350^{\circ}\text{C}$  существенно увеличивается период задержки воспламенения как стандартного дизельного топлива, так и экспериментального топлива ШФС особенно. Например, при  $t_0 = 300^{\circ}\text{C}$  и  $p_0 = 23 \text{ кг/см}^2$  задержка воспламенения для стандартного топлива при впрыске его в спокойный и завихренный заряд соответственно составляет 100 и 200 мсек, а ШФС-2—150 и 280 мсек.

Из табл. 3, где даны абсолютные значения  $\tau_l$ , можно проследить влияние движения воздуха на период задержки воспламенения исследуемых топлив при различных температурах среды.

При начальной температуре среды, равной  $300^{\circ}\text{C}$ , при росте интенсивности вихря от 0 до максимальных значений, соответствующих 10000 об/мин вентилятора, задержка воспламенения  $\tau_l$  стандартного дизельного топлива увеличивается примерно в два раза.

При высокой начальной температуре среды ( $600^{\circ}\text{C}$ ) рост интенсивности вихря приводит к сокращению периода задержки воспламенения дизельного топлива в 1,8 раза, и это сокращение тем заметнее, чем выше начальное давление воздуха в бомбе. При температурах заряда выше  $500^{\circ}\text{C}$  разница в задержках воспламенения между стандартным топливом и ШФС практически незначительна. Однако при впрыске этих топлив в завихренный воздушный заряд с высокой температурой как стандартное топливо, так и топливо ШФС имеют задержки меньше, чем при впрыске их в спокойную среду и, например при  $p_0 = 23 \text{ кг/см}^2$ ,  $\tau_l$  составляет соответственно 3,2 и 1,7 мсек.

Таким образом, проведенные сравнительные исследования стандартного дизельного топлива и топлив ШФС показали, что по вос-

Таблица 3

| $n_b$<br>об/мин | $w_{r\max}$<br>м/сек | $w_{r\text{ср}}$<br>м/сек | Топливо | $t_0 = 300^\circ\text{C}$ |                     |           | $t_0 = 400^\circ\text{C}$ |                     |           | $t_0 = 500^\circ\text{C}$ |                     |           | $t_0 = 600^\circ\text{C}$ |                     |           |
|-----------------|----------------------|---------------------------|---------|---------------------------|---------------------|-----------|---------------------------|---------------------|-----------|---------------------------|---------------------|-----------|---------------------------|---------------------|-----------|
|                 |                      |                           |         | $\tau_I$<br>мсек          | $\tau_{II}$<br>мсек | $\lambda$ | $\tau_I$<br>мсек          | $\tau_{II}$<br>мсек | $\lambda$ | $\tau_I$<br>мсек          | $\tau_{II}$<br>мсек | $\lambda$ | $\tau_I$<br>мсек          | $\tau_{II}$<br>мсек | $\lambda$ |
|                 |                      |                           |         | спокойная<br>средя        | 0                   | 0         | ДТст                      | 100                 | 42        | 2,0                       | 11,2                | 5,0       | 2,2                       | 5,1                 | 2,2       |
|                 |                      |                           | ШФС-1   | 107                       | 31                  | 2,2       | 11,2                      | 4,2                 | 2,3       | 5,2                       | 2,0                 | 2,15      | 3,1                       | 4,2                 | 1,9       |
|                 |                      |                           | ШФС-2   | 140                       | 38                  | 2,0       | 14,0                      | 5,2                 | 2,2       | 6,1                       | 2,3                 | 2,25      | 3,3                       | 5,4                 | 2,0       |
| 2000            | 7,5                  | 6,5                       | ДТст    | 115                       | 31                  | —         | 11,0                      | 4,6                 | —         | 4,3                       | 2,0                 | —         | 2,7                       | 4,7                 | —         |
|                 |                      |                           | ШФС-1   | 125                       | 20,5                | —         | 11,1                      | 4,0                 | —         | 4,4                       | 1,9                 | —         | 2,7                       | 3,8                 | —         |
|                 |                      |                           | ШФС-2   | 160                       | 25,0                | —         | 14,1                      | 4,9                 | —         | 5,1                       | 2,1                 | —         | 3,0                       | 4,9                 | —         |
| 4000            | 15,0                 | 11,0                      | ДТст    | 140                       | 22,0                | —         | 11,0                      | 4,0                 | —         | 3,9                       | 2,0                 | —         | 2,5                       | 4,0                 | —         |
|                 |                      |                           | ШФС-1   | 160                       | 13,5                | —         | 11,0                      | 3,3                 | —         | 4,0                       | 1,7                 | —         | 2,5                       | 3,2                 | —         |
|                 |                      |                           | ШФС-2   | 200                       | 16,0                | —         | 14,2                      | 4,2                 | —         | 4,5                       | 2,0                 | —         | 2,7                       | 4,1                 | —         |
| 6000            | 22,0                 | 18,0                      | ДТст    | 150                       | 15,0                | —         | 10,9                      | 3,3                 | —         | 3,7                       | 1,75                | —         | 2,2                       | 3,2                 | —         |
|                 |                      |                           | ШФС-1   | 180                       | 8,5                 | —         | 11,0                      | 2,9                 | —         | 3,7                       | 1,6                 | —         | 2,2                       | 2,8                 | —         |
|                 |                      |                           | ШФС-2   | 230                       | 12,5                | —         | 14,1                      | 3,5                 | —         | 4,0                       | 1,75                | —         | 2,4                       | 3,2                 | —         |
| 8000            | 29,0                 | 25,0                      | ДТст    | 170                       | 10,0                | —         | 11,1                      | 2,8                 | —         | 3,5                       | 1,65                | —         | 1,9                       | 2,8                 | —         |
|                 |                      |                           | ШФС-1   | 220                       | 5,5                 | —         | 11,1                      | 2,5                 | —         | 3,5                       | 1,55                | —         | 1,9                       | 2,6                 | —         |
|                 |                      |                           | ШФС-2   | 260                       | 7,0                 | —         | 14,1                      | 2,9                 | —         | 3,8                       | 1,65                | —         | 2,0                       | 2,8                 | —         |
| 10000           | 36,5                 | 32,0                      | ДТст    | 200                       | 6,5                 | 2,4       | 11,0                      | 2,4                 | 2,5       | 3,3                       | 1,55                | 2,4       | 1,7                       | 2,5                 | 2,25      |
|                 |                      |                           | ШФС-1   | 260                       | 4,5                 | 2,6       | 11,1                      | 2,0                 | 2,6       | 3,3                       | 1,4                 | 2,47      | 1,7                       | 2,1                 | 2,25      |
|                 |                      |                           | ШФС-2   | 280                       | 5,5                 | 2,4       | 14,0                      | 2,4                 | 2,5       | 3,5                       | 1,55                | 2,4       | 1,7                       | 2,5                 | 2,25      |

пламеняемости они не отличаются от стандартного дизельного топлива, особенно в области температур, давлений и скорости движения воздушного потока, соответствующих по своим значениям днзельным.

## Горение

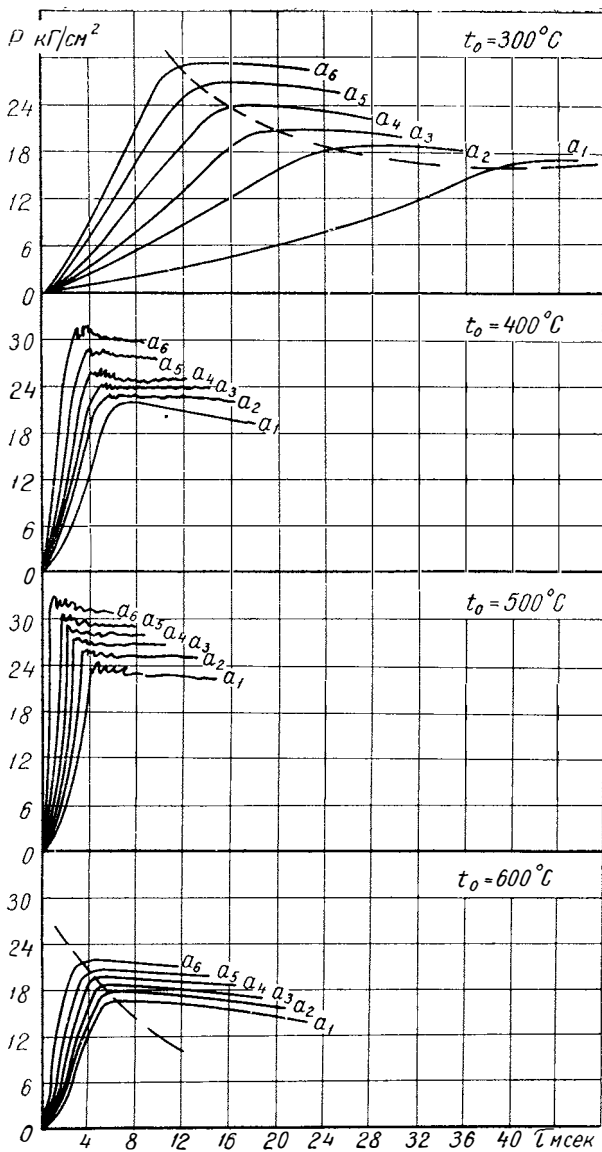
Исследование процесса сгорания осуществлялось по индикаторным диаграммам, полученным при впрыске топлива в воздушный заряд с разной интенсивностью движения.

На фиг. 6 совмещены диаграммы сгорания при различном завихрении для  $t_0=300, 400, 500$  и  $600^\circ\text{C}$  и начального давления  $p_0=23 \text{ кг/см}^2$ , а на фиг. 7 представлены результаты обработки этих диаграмм. Экспериментальный и расчетный материал показывает, что длительность горения ( $\tau_{II}$ ) прямой зависимости от температуры не имеет. Видно, что с увеличением температуры воздушного заряда в камере сгорания (до  $450\text{—}500^\circ\text{C}$ )  $\tau_{II}$  сначала резко падает, а затем, по мере дальнейшего возрастания температуры ( $t_0>500^\circ\text{C}$ ), увеличивается. Затягивание процесса горения можно объяснить наступающим с повышением температуры ухудшением сгорания топлива с воздухом к моменту возникновения очага пламени вследствие сокращения времени, отводимого на смесеобразование (малые  $\tau_I$ ), и развитием процесса сгорания по диффузионным законам. Наличие движения воздушного заряда в камере сгорания сокращает длительность горения исследуемых топлив, перемещая кривую  $\lg \tau_{II} = f(t^\circ\text{C})$  вниз. Такое воздействие газодинамики заряда на длительность горения объясняется более равномерным распределением топлива в воздушном заряде камеры к моменту начала сгорания, т. е. для прохождения фронта пламени создаются при наличии вихря более благоприятные условия, что влечет за собой увеличение скорости и полноты сгорания топлива.

Протекание кривых  $\tau_{II}$  для топлив ШФС при наличии в камере вихревого движения заряда аналогично стандартному. Следует отметить, что в зоне температур  $300\text{—}400^\circ\text{C}$  процесс сгорания стандартного топлива развивается менее интенсивно, чем процесс сгорания топлива ШФС. Так, топливо ШФС-1 (с непрерывной кривой разгонки) имеет в этой области  $\tau_{II}$  значительно меньше, чем стандартное топливо. Топливо ШФС-2 занимает промежуточное положение.

Такое различие в  $\tau_{II}$  наблюдается и при впрыске исследуемых топлив в спокойный воздушный заряд. Рост начальной температуры среды сближает значения  $\tau_{II}$  всех исследуемых топлив, и в диапазоне  $t_0=500\text{—}600^\circ\text{C}$  это различие незначительно.

Полученное расхождение в  $\tau_{II}$  между стандартным топливом и ШФС при впрыске их в спокойный воздушный заряд объясняется наличием паровой оболочки вокруг факела топлива, возникающей за счет испарения легких фракций, которая отсутствует при вихревом движении воздуха в камере сгорания. В то же время вихревой

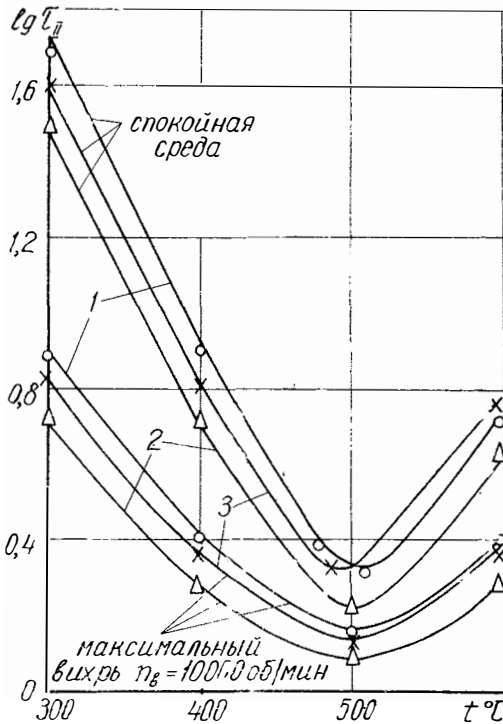


Фиг. 6. Диаграммы сгорания стандартного дизельного топлива:

$a_1$  - спокойная среда;  $a_2$  - 2000 об./мин завихрителя;  $a_3$  - 4000 об./мин;  $a_4$  - 6000 об./мин;  $a_5$  - 8000 об./мин завихрителя;  $a_6$  - 10000 об./мин завихрителя.

поток в первую очередь воздействует на легкие фракции топлива, которых больше в ШФС, равномерно распределяя их по объему камеры. В результате образуются более благоприятные условия для протекания процесса сгорания облегченных топлив ШФС, чем более тяжелого стандартного дизельного топлива (ДТст).

В табл. 3 представлены абсолютные значения  $\tau_{II}$  исследуемых топлив, по которым можно проследить ускоряющее действие интенсивности вихревого движения



Фиг. 7. Зависимость длительности горения от температуры среды, начальное давление заряда  $p_0 = 23 \text{ кг/см}^2$ :

1 — стандартное дизельное топливо; 2 — топливо ШФС-1; 3 — топливо ШФС-2.

ном заряде  $\lambda \approx 2,0$ . С ростом начального давления в камере разница в абсолютных значениях степени повышения давления ( $\lambda$ ) для топлив ШФС-2 и стандартного не наблюдается.

Рассматривая табл. 3, можно сказать, что топливо ШФС-2 при впрыске его в движущийся заряд имеет те же значения  $\lambda$ , что и стандартное дизельное топливо; некоторое различие существует между стандартным и ШФС-1, но только в области низких температур.

на длительность горения. Так, при  $t_0 = 300^\circ\text{C}$  и максимальной интенсивности вихря в бомбе время основного горения ( $\tau_{II}$ ) всех топлив сокращается в 4—5 раз. С увеличением начальной температуры это сокращение уменьшается и при  $t_0 = 600^\circ\text{C}$  длительность горения при максимальном значении вихря ( $n_v = 1000 \text{ об/мин}$ ) уменьшается примерно в два раза.

Полнота сгорания исследуемого топлива при впрыске его в спокойный и завихренный поток оценивалась степенью повышения давления. На основании опытных данных, представленных в табл. 3, можно заключить, что движение воздушного заряда в камере сгорания существенно увеличивает  $\lambda$  во всем диапазоне исследуемых температур и, например при  $t_0 = 300^\circ\text{C}$  для топлива ШФС-2 и стандартного, составляет  $\sim 2,5$ , в то время как в спокой-

## Выводы

В результате оценки свойств топлив широкого фракционного состава с частично вырезанной керосиновой фракцией (ШФС-2) и непрерывной кривой разгонки (ШФС-1) с точки зрения теплообмена, испаряемости, воспламеняемости и характеристик горения в сравнении со стандартным топливом при впрыске их в вихревой поток можно сделать следующие выводы:

1. По интенсивности теплообмена и испарения исследуемые топлива и стандартное дизельное топливо различаются лишь при температурах среды  $400^{\circ}\text{C}$  и ниже. Топливо ШФС-1 при  $t_0=300^{\circ}\text{C}$  имеет более кругую характеристику  $\Delta p$ , чем стандартное. Топливо ШФС-2 занимает промежуточное положение, с ростом температуры воздушного заряда ( $t_0=450^{\circ}\text{C}$  и выше) разницы между топливами ШФС-1 и ШФС-2 и стандартным не наблюдается.

2. Задержки воспламенения топлив ШФС в области относительно низких температур ( $400^{\circ}\text{C}$  и ниже) имеют большие значения, чем стандартное дизельное топливо. При температуре заряда  $450^{\circ}\text{C}$  и выше топлива ШФС и стандартное имеют практически одинаковые значения задержек воспламенения.

3. Исследуемые топлива ШФС сгорают с большими скоростями, чем стандартное дизельное при начальной температуре заряда  $400^{\circ}\text{C}$  и ниже и практически имеют те же длительности горения, что и дизельное топливо в области высоких температур (от  $450^{\circ}\text{C}$  и выше), приближающихся к температурам газовой среды в камерах сгорания дизелей.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Вихерт М. М., Гершман И. И., Малявинский Л. В., Свиридов Ю. Б. Перспективы применения топлив широкого фракционного состава М., НИИНавтопром, 1967.

2. Пучков С. Г. Измерения воздушных потоков. М.-Л., Гостехиздат, 1947.

3. Преображенский В. П. «Теплотехнические измерения и приборы», 1953.

4 Свиридов Ю. Б., Шатров Е. В., Филипосянц Т. Р. Новая установка для исследования смесеобразования, сгорания и моторных качеств дизельных топлив М., НИИНавтопром, 1968.

---



К вопросу о деформации наружного звена двухрядной цепи привода распределительного вала автомобильного двигателя Истомин С. С. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 104. М., 1969, стр. 3—11.

Рассмотрено напряженное состояние элементов наружного звена двухрядной роликовой цепи с шагом 9,525 мм. Теоретически и экспериментально установлено, что боковые пластины звена подвержены изгибу, а средняя пластина начинает работать только после приложения к цепи нагрузки более 51—119 кг в зависимости от зазора между этой пластиной и осями цепи. Сделан вывод о возможности создания однорядной цепи увеличенной ширины для привода распределительного вала.

Таблиц 1. Фигур 6. Библиографий 8.

Уточненная методика расчета конических роликоподшипников агрегатов автомобилей. Офенгейм Л. И. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 104. М., 1969, стр. 12—24.

Отмечаются недостатки существующих методов определения приведенных нагрузок для расчета долговечности конических роликоподшипников.

Дается теоретическое исследование влияния характера распределения нагрузки в подшипнике на его работоспособность и статическую грузоподъемность. Излагается уточненная методика определения приведенной нагрузки  $Q_{пр\lambda}$  и статической грузоподъемности  $Q_{ст\lambda}$  конических роликоподшипников, нагруженных одновременно радиальной  $R$  и осевой  $A$  нагрузками, с учетом начальной регулировки подшипников. Приведенная нагрузка и статическая грузоподъемность подшипников вычисляются соответственно по формулам  $Q_{пр\lambda} = K_k K_\lambda R$ ;  $Q_{ст\lambda} = K_{ст} R$ .

Переводные коэффициенты  $K_k$ ,  $K_\lambda$  и  $K_{ст}$  определяются по графику в зависимости от параметра нагруженности подшипника  $\lambda = \frac{R \text{иг}^3}{A}$ . Дается графо-аналитический метод определения параметра  $\lambda$  для конических роликоподшипников двухопорных валов при трех видах начальной регулировки подшипников: осевом преднатяге, осевом зазоре и нулевом зазоре-натяге.

Таблиц 1. Фигур 3. Библиографий 2.



УДК 629.113.621.43-231.321.2.001.24

Выбор параметров механизма газораспределения. Андронов М. А. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 104. М., 1969, стр. 25—35.

Изложены результаты расчетного исследования работы газораспределительного механизма, выполненного в вычислительном центре НАМИ на электронно-цифровой вычислительной машине «Минск-22».

Предложенная методика позволяет производить выбор параметров механизма газораспределения по анализу решений уравнения движения клапана, составленного в безразмерной форме.

Применение вычислительной техники для выбора параметров механизма газораспределения способствует снижению трудоемкости и повышению качества конструирования высокооборотных автомобильных двигателей.

Таблиц 1. Фигур 4. Библиографий 2.

УДК 629.113.621.436.662.61.001.4

Сравнительные исследования характеристик сгорания топлив широкого фракционного состава. Вихерт М. М., Свиридов Ю. Б., Филиппович Т. Р., Шатров Е. В. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 104. М., 1969, стр. 36—51.

В статье представлены результаты сравнительных исследований процессов смесеобразования и сгорания двух образцов топлив широкого фракционного состава с непрерывной кривой разгонки (от 60 до 360°C) и с вырезанной фракцией (от 120 до 240°C). Опыты проводились на безмоторной установке с камерой сгорания постоянного объема, позволяющей с большой точностью по термо- и газодинамическим параметрам имитировать условия работы дизеля. В результате сравнительной оценки установлено, что экспериментальные топлива в области низких температур воздушного заряда (режим пуска дизеля) имеют лучший теплообмен и испарение, чем стандартное дизельное, в высокотемпературной же области (установившийся режим) протекание указанных процессов всех исследуемых топлив идентично. Облегченные топлива в области низких температур имеют величины периода задержки воспламенения больше, чем стандартное, а в высокотемпературной области исследуемые топлива по воспламеняемости практически не отличаются между собой. Процесс сгорания топлив происходит значительно интенсивнее у топлив широкого фракционного состава, чем у дизельного. Проведенные исследования показали, что по перечисленным выше показателям экспериментальные топлива идентичны со стандартным дизельным и могут быть использованы в дизелях автотракторного типа.

Таблиц 3. Фигур 7. Библиографий 4.



*Замеченные опечатки*

| Стр. | Строка    | Напечатано               | Следует читать  |
|------|-----------|--------------------------|---|
| 4    | 1 сверху  | для однородной           | для однорядной  |
| 37   | 20 сверху | (65—120°C) — (240—360°C) | 60—360°C (ШФС-1) и<br>[(65—120°C) — (240—360°C)]<br>(ШФС-2) |

Цена 25 коп.