

Л. Н. УГЛАНОВ

РАСЧЕТ ОБЪЕМНОЙ РАЗМЕРНОЙ ЦЕПИ УЗЛА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА РЯДНОГО ДВИГАТЕЛЯ ТЕОРЕТИКО-ВЕРОЯТНОСТНЫМ МЕТОДОМ

Расчет размерных цепей является одним из важнейших элементов проектирования современных двигателей внутреннего сгорания. В результате этого расчета определяются допуски на неточность изготовления деталей. Величина допусков в значительной мере определяет выбор технологических процессов, сказывается на производительности труда и себестоимости машины.

На машиностроительных заводах все объемные размерные цепи, в том числе и объемная размерная цепь узла кривошипно-шатунного механизма двигателей внутреннего сгорания, в настоящее время рассчитываются с помощью метода «минимум—максимум». В конструкторских отделах почти не применяются теоретико-вероятностные расчеты, несмотря на то, что погрешности при изготовлении деталей машин и механизмов в значительной мере определяются случайными процессами. Характеристики же случайных процессов могут быть получены только с помощью теоретико-вероятностных расчетов.

Расчет объемной размерной цепи методом «минимум—максимум» привел к тому, что допуски на размер деталей многозвенного узла кривошипно-шатунного механизма устанавливаются чрезмерно жесткими. Для осуществления их в производстве приходится усложнять технологический процесс, что увеличивает трудоемкость и повышает себестоимость деталей. В ряде случаев допуски, рассчитанные таким методом, в условиях массового или крупносерийного производства вообще невыполнимы на существующем оборудовании. Вследствие большого процента брака эти допуски приходится расширять. Так, например, расчеты узла КШМ (кривошипно-шатунного механизма) тракторного двигателя ДТ-54, проведенные методом «минимум—максимум», в свое время определили допуск на расстояние от оси отверстия в поршне под палец до доньшка поршня равным 0,02 мм. Вследствие практической неприемлемости этого допуска его величина была затем увеличена до 0,05 мм, а позже — до 0,15 мм. Допуск на величину радиуса кривошипа коленчатого вала комбайнового двигателя У-5М был рассчитан в 0,1 мм, затем изменен до 0,15 и до 0,20 мм по тем же соображениям.

Расчет же размерных цепей, в том числе и узла КШМ, теоретико-вероятностным методом при назначении допусков на изготовление отдельных деталей позволил бы полностью использовать допустимую величину отклонений определяющего параметра. Это значительно ускорило бы процесс освоения производства новых двигателей, снизило потери от брака, повысило производительность труда, устранило бы необходимость поиска оптимальных допусков опытным путем.

В литературе, посвященной расчетам размерных цепей, мы не встретили указаний о методике расчета объемных размерных цепей теоретико-вероятностным методом. Так же нет опубликованных данных о характере рассеяния размеров типовых деталей двигателей внутреннего сгорания поршневого типа. С другой стороны, однотипность оборудования и технологических процессов изготовления деталей узла КШМ автотракторных двигателей различных моделей дает основания для обобщения законов распределения погрешностей при изготовлении этих деталей на различных машиностроительных заводах.

Эти обстоятельства и побудили нас к разработке теории расчета объемных размерных цепей и исследованию характера рассеяния размеров типовых деталей поршневых двигателей внутреннего сгорания. Работа проводилась под руководством проф. Я. И. Невяжского.

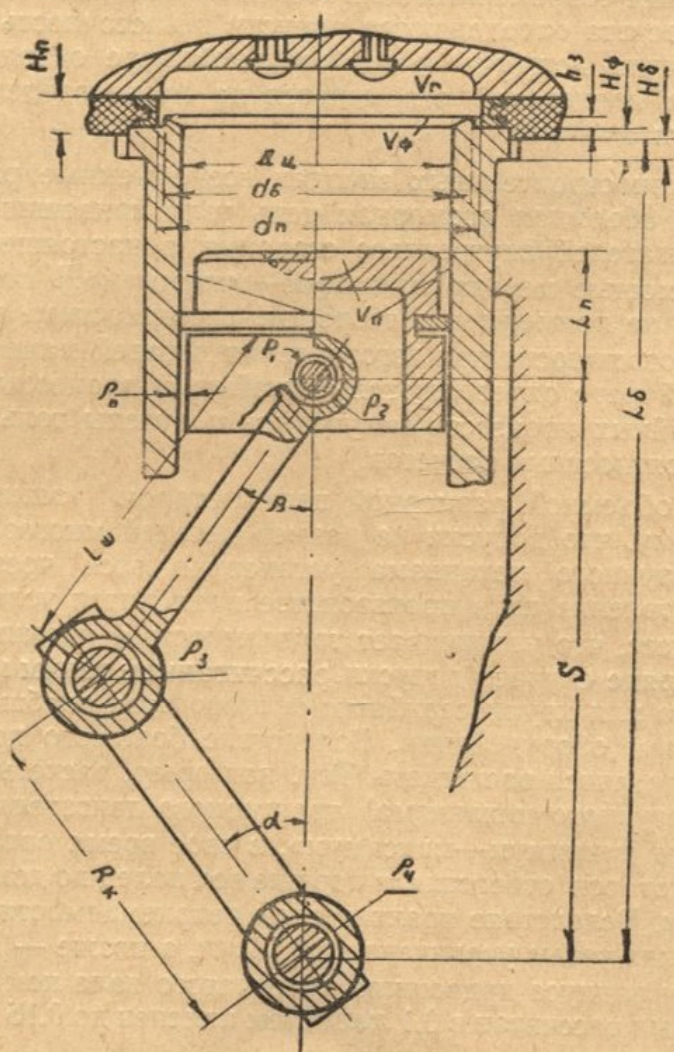


Рис. 1. Типовая схема узла кривошипно-шатунного механизма рядного двигателя.

Из многочисленных параметров узла КШМ двигателя принимаем в качестве определяющего параметра величину степени сжатия. Величина степени сжатия с учетом допустимых отклонений сказывается на мощности двигателя, равномерности хода, запуске и т. п.

На рис. 1 изображена типовая схема узла КШМ рядного двигателя.

Радиальные конструкционные зазоры $\rho_0, \rho_1, \rho_2, \rho_3$ и ρ_4 на рисунке изображены в виде кольцевых пазов постоянной ширины ρ_1 . В действительности при наличии внешних и внутренних сил произойдет контакт сопрягаемых поверхностей. Точка контакта появится в месте возникновения реакции от действующей силы.

Рассмотрим объем пространства внутри цилиндра двигателя, которое может быть заполнено газом.

Назовем объем, расположенный выше 1-го поршневого кольца, текущим объемом цилиндра V_T . Если не учитывать явления радиальных зазоров, то, согласно рис. 1,

$$V_T = V_r + V_\phi + V_n + \frac{\pi}{4} d_n^2 (H_n + H_6 - H_\phi) - \frac{\pi}{4} d_6^2 h_6 + \frac{\pi}{4} D_n^2 (h_6 + H_\phi - H_6 + L_6 - S - L_n), \quad (1)$$

где $S = R_k \cos \alpha + L_{ш} \cos \beta$.

По формуле (1) заключаем, что при верхнем крайнем (мертвом) положении поршня, когда $\alpha = 0$ и $\beta = 0$, получим

$$S_{\max} = R_k + L_{ш}.$$

Наименьшее значение s получим при нижнем мертвом положении поршня, когда $\alpha = \pi$ и $\beta = 0$:

$$S_{\min} = -R_k + L_{ш}.$$

Назовем текущий объем V_T при $S = S_{\min}$ рабочим объемом цилиндра — V_n , а текущий объем V_T при $S = S_{\max}$ назовем пространством сжатия — V_c . Разность этих объемов

$$V' = V_n - V_c = \frac{\pi}{4} D_n^2 (S_{\max} - S_{\min}) = \frac{\pi}{2} D_n^2 R_k \quad (2)$$

назовем объемом рабочего хода.

Отношение рабочего объема цилиндра к объему пространства сжатия называется степенью сжатия цилиндра по объему или просто степенью сжатия, которую обозначим

$$\epsilon_v = \frac{V_n}{V_c} = \frac{V_c - V'}{V_c} = 1 + \frac{\pi D_n^2 R_k}{2V_c}, \quad (3)$$

где

$$V_c = V_\Sigma + \frac{\pi}{4} d_n^2 (H_n + H_6 - H_\phi) - \frac{\pi}{4} d_6^2 h_6 + \frac{\pi}{4} D_n^2 [h_6 + H_\phi - H_6 + L_6 - (R_k + L_{ш} + L_n)];$$

$$V_\Sigma = V_r + V_\phi + V_n.$$

В дальнейшем будем рассматривать только объемы V_c и V_n , которые определяются крайними положениями поршня.

Введем в расчет конструкционные зазоры ρ_1 . Во время работы двигателя на поршень действует результирующая сила P_c , вектор которой в крайних положениях поршня практически совпадает с осью цилиндров.

Результаты теплового и динамического расчетов двигателей различных типов показывают, что знак P_c в мертвых точках при $\alpha=0$; π ; 2π и 4π положителен, т. е. вектор направлен к коленчатому валу (если $\alpha=0$ принять при конце такта сжатия и начале такта расширения). И лишь при $\alpha=3\pi$ — конец всасывания и начало такта сжатия — приведенная сила P_c отрицательна. Нас будет интересовать главным образом такт расширения. При этом в обоих крайних положениях поршня радиальные зазоры

$$\rho_1, \rho_2, \rho_3 \text{ и } \rho_4$$

будут выбраны в одну сторону и величины S_{\max} и S_{\min} будут уменьшены на сумму радиальных зазоров ρ_i без толщины масляного слоя h_i в каждом зазоре, т. е.

$$S' = S - \sum_{i=1}^4 \rho_i + \sum_{i=1}^4 h_i. \quad (4)$$

В этом случае согласно формулам (2), (3) и (4) получим

$$\varepsilon_v = 1 - \frac{\pi}{2} D_u^2 R_k [V_c]^{-1}, \quad (5)$$

где

$$V_c = V_\Sigma + \frac{\pi}{4} d_n^2 (H_n + H_6 - H_\Phi) - \frac{\pi}{4} d_6^2 h_6 + \\ + \frac{\pi}{4} D_u^2 (h_6 + H_\Phi - H_6 + L_6 + \sum_{i=1}^4 \rho_i - \sum_{i=1}^4 h_i - R_k - L_m - L_n).$$

Влиянием зазора ρ_0 на величину S , как показали расчеты, можно пренебречь.

Размерная цепь узла КШМ состоит из размеров, которые можно разбить на три группы.

1-я группа — размеры, расположенные параллельно оси цилиндра двигателя: $R_k, H_n, H_\Phi, H_6, L_6, L_n, L_m, h_6, \rho_i, h_i$;

2-я группа — размеры, расположенные перпендикулярно оси цилиндра двигателя: D_u, d_n, d_6 ;

3-я группа — размеры, определяющие пространство камеры сжатия и объемы выборок в поршне и гильзе. Размеры этой группы ориентированы в самых различных направлениях. Для упрощения анализа размерной цепи узла КШМ в расчет вводим их результирующую величину, — объем

$$V_\Sigma = V_r + V_\Phi + V_n.$$

Взаимное расположение размеров 1-й и 2-й группы и наличие размеров 3-й группы показывают, что размерная цепь узла КШМ, определяющим параметром которой является степень сжатия, есть объемная размерная цепь, определяемая уравнением (5).

Сведем объемную размерную цепь узла КШМ к виду линейной одномерной размерной цепи (рис. 2) и, используя формулу (5), получим уравнение ее определяющего параметра:

$$\varepsilon_v = 1 + 2R_k [G]^{-1}, \quad (6)$$

где

$$G = \frac{4V_\Sigma}{\pi D_u^2} + \frac{d_n^2}{D_u^2} H_n - \left[\frac{d_n^2}{D_u^2} - 1 \right] H_n - \left[\frac{d_6^2}{D_u^2} - 1 \right] h_6 +$$

$$+ L_{\delta} + \sum_{i=1}^4 \rho_i - \sum_{i=1}^4 h_i - L_{ш} - L_{п} - R_{к} = G_R - R_{к}. \quad (7)$$

Обозначив

$$q_{\psi_1} = \frac{4V_{\Sigma}}{\pi D_{п}^2}; \quad q_{\psi_2} = \frac{d_{п}^2}{D_{п}^2} H_{п}; \quad q_{\psi_3} = - \left[\frac{d_{п}^2}{D_{п}^2} - 1 \right] (H_{\phi} - H_{\delta});$$

$$q_{\psi_4} = - \left[\frac{d_{\delta}^2}{D_{п}^2} - 1 \right] h_{\delta}, \quad (8)$$

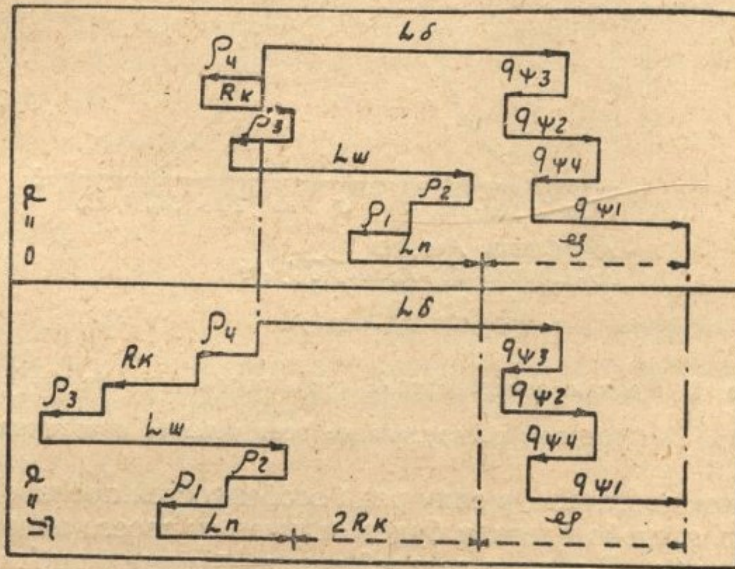


Рис. 2. Размерная цепь узла кривошипно-шатунного механизма рядного двигателя, приведенная к линейному виду

получим величину степени сжатия как отношение двух величин: удвоенного значения радиуса кривошипа коленчатого вала к величине конечного звена линейной одномерной размерной цепи:

$$G = \sum_{\psi} q_{\psi} + \sum_s q_s = G_R - R_{к}, \quad (9)$$

где звеньями q_{ψ} являются фиктивные линейные размеры

$$q_{\psi_1}, q_{\psi_2}, q_{\psi_3}, q_{\psi_4},$$

а звеньями q_s являются фактические линейные размеры

$$L_{\delta}, L_{ш}, L_{п}, R_{к}, \rho_i, h_i.$$

Конечное звено многозвенной линейной размерной цепи при расчете этой цепи теоретико-вероятностным методом, может быть найдено по уравнению

$$\varphi_{\Sigma} = M(\varphi_{\Sigma}) \pm \delta(\varphi_{\Sigma}) = M(\varphi_{\Sigma}) \pm K_{л} \sqrt{K^2(q_i) \delta^2(q_i)}.^1 \quad (10)$$

В этом уравнении добавочный коэффициент $K_{л}$ можно принять равным единице, если в состав размерной цепи входят четыре и больше звена с

¹ См. [1].

допусками $2\delta(q_i)$ одного порядка малости, рассеяние размеров которых характеризуется коэффициентом относительного рассеяния $K(q_i) \leq \sqrt{3}$. Принимая $K_d=1$, мы уменьшаем процент риска, как это видно на примере кривой, изображенной на рис. 3.

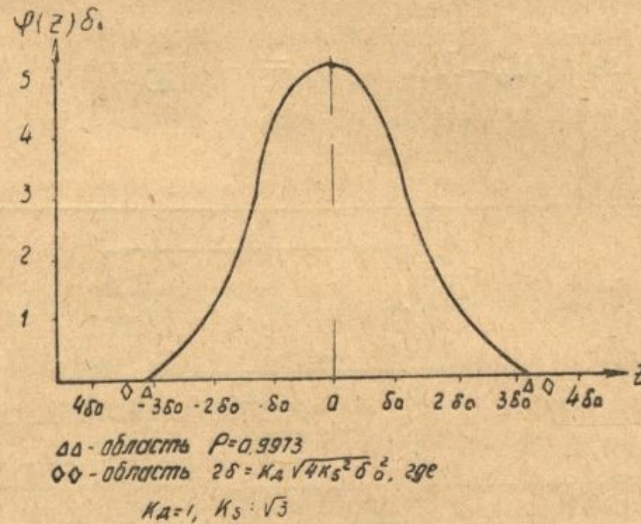


Рис. 3. Кривая распределения суммарного размера $z = \sum_1^4 2\delta_0$ при равномерном распределении всех четырех слагаемых.

В реальном двигателе, в силу ряда особенностей производства, фактический размер q_s любой детали будет отличен от своего идеального значения на величину Δq_s . В партии деталей эти первичные ошибки будут встречаться с вероятностью P , определяемой законом распределения размера

$$\Phi_{\xi}(q_s) = P(q_s < X).$$

Все отклонения, согласно техническим требованиям, должны быть расположены в поле допуска $2\delta(q_s)$, где $\delta(q_s)$ — половина абсолютной величины допуска на размер q_s .

Пусть нам известны законы распределения размеров q_s в поле допуска $2\delta(q_s)$, т. е. мы располагаем значениями $\varphi_{\xi}(q_s)$ — кривая плотности вероятности, $\delta(q_s)$, $K(q_s)$ и $\alpha(q_s)$ — коэффициент относительной асимметрии для размера q_s — звена размерной цепи узла КШМ.

Если уравнение (9) рассматривать как уравнение линейной размерной цепи, то по известной формуле теории вероятностей получим

$$\begin{aligned} G = & \Sigma M(q_s) + \Sigma M(q_{\psi}) \pm 3K_d \sqrt{\Sigma D(q_s) + \Sigma D(q_{\psi}) +} \\ & \sqrt{\Sigma 2R_{e, e+1} \sigma(q_e) \sigma(q_{e+1})} = \Sigma_s \left(\frac{\partial G}{\partial q_s} \right)_0 [\Delta_0(q_s) + \\ & + \alpha(q_s) \delta(q_s)] + \Sigma_{\psi} \left(\frac{\partial G}{\partial q_{\psi}} \right)_0 [\Delta_0(q_{\psi}) + \alpha(q_{\psi}) \delta(q_{\psi})] \pm \\ & \pm K_d \sqrt{\Sigma_s K^2(q_s) \delta^2(q_s) + \Sigma_{\psi} K^2(q_{\psi}) \delta^2(q_{\psi}) +} \\ & \sqrt{\Sigma 2R_{e, e+1} K(q_e) K(q_{e+1}) \delta(q_e) \delta(q_{e+1})} \end{aligned} \quad (11)$$

где $\Delta_0(q)$ — координата середины поля допуска размера q

$R_{e, e+1}$ — коэффициент корреляции, показывающий степень связанности размеров q_e и q_{e+1} .

Исследуя уравнение (11), убеждаемся, что для определения величины G необходимо знать параметры распределения фиктивных линейных размеров q_{ψ} , случайная величина которых по формуле (8) представляет собой различные линейные и нелинейные функции нескольких случайных независимых величин или их квадратов.

Рассмотрим распределение квадрата случайной величины $\eta = \xi^2$. В уравнение (8) входят квадраты диаметров $D_{ш}$, d_6 и d_n . Согласно проведенным расчетам и исследованиям можно с достаточной для технических расчетов точностью принимать закон распределения случайной величины $\eta = \xi^2$ того же характера, что и закон распределения случайной величины ξ , но уже считать:

1. среднее значение

$$M(\eta) = M^2(\xi) + \sigma^2(\xi); \quad (12)$$

2. дисперсия

$$D\xi(\eta) = M^2(\xi) \sigma^2(\xi) + A \sigma^4(\xi), \quad (13)$$

где коэффициент A является функцией закона распределения случайной величины ξ . На рис. 4 приведена кривая изменения величины A в функции коэффициента относительного рассеяния $K(\xi)$;

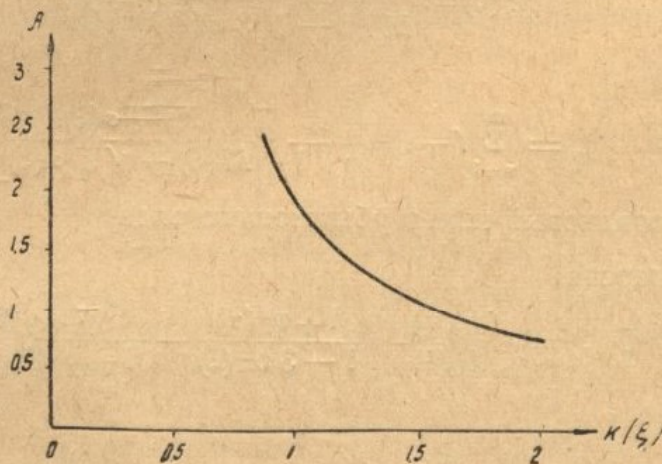


Рис. 4. График зависимости коэффициента A от коэффициента относительного рассеяния $K(\xi)$.

3. практическая зона распределения случайной величины

$$2\delta(\eta) = 4M(\xi) \delta(\xi); \quad (14)$$

4. координата центра зоны распределения

$$\Delta_0(\eta) = M^2(\xi) + \delta^2(\xi); \quad (15)$$

5. коэффициент относительной асимметрии

$$\alpha(\eta) = - \frac{A}{\sqrt{2}} v(\xi), \quad (16)$$

где $v(\xi) = \frac{\sigma(\xi)}{M(\xi)}$ — коэффициент изменчивости случайной величины ξ ;

б. коэффициент относительного рассеяния

$$K(\eta) = K(\xi) \sqrt{1 - \frac{A}{4} v^2(\xi)}. \quad (17)$$

Рассмотрим распределение частного двух случайных величин

$$\zeta = \frac{\eta}{\xi}.$$

При известных распределениях случайных независимых величин η и ξ по теореме теории вероятностей плотность вероятности частного определяется по уравнению

$$\varphi_{\zeta}(z) = \int_0^{\infty} x \varphi_{\eta}(zx) \varphi_{\xi}(x) dx - \int_{-\infty}^0 x \varphi_{\eta}(zx) \varphi_{\xi}(x) dx. \quad (18)$$

Нами рассмотрены случаи определения основных параметров распределения частного ζ , когда независимые случайные величины η и ξ распределены по нормальному, равномерному и любому закону распределения. Согласно проделанным расчетам доказано, что основные параметры распределения частного с вероятностью 0,9973 равны следующим значениям:

1. Среднее значение

$$M(\zeta) = \frac{M(\eta)}{M(\xi) - \sqrt{3} \sigma(\xi)} (1 + \rho_p), \quad (19)$$

где

$$\rho_p = \sum_{n=1}^m (-1)^n \frac{1}{n+1} \left[\frac{2\sqrt{3}\sigma(\xi)}{M(\xi) - \sqrt{3}\sigma(\xi)} \right]^n,$$

n — порядковый номер убывающего ряда.

2. Дисперсия

$$D(\zeta) = \frac{M^2(\eta)}{M^2(\xi)} \left\{ \frac{1 + v^2(\eta)}{1 - 3v^2(\xi)} - \frac{(1 + \rho_p)^2}{[1 - \sqrt{3}v(\xi)]^2} \right\}, \quad (20)$$

где

$$v(\eta) = \frac{\sigma(\eta)}{M(\eta)} \text{ и } v(\xi) = \frac{\sigma(\xi)}{M(\xi)}$$

— коэффициенты изменчивости случайных величины η и ξ .

3. Стандарт (среднее квадратическое отклонение)

$$\sigma(\xi) = \sqrt{D(\xi)}. \quad (21)$$

4. Размах варьирования случайной величины

$$2\delta(\zeta) = 2 \frac{M(\eta)}{M(\xi)} \frac{[v_{\delta}(\eta) + v_{\delta}(\xi)]}{[1 - v_{\delta}^2(\xi)]}, \quad (22)$$

где

$$v_{\delta}(\eta) = \frac{\delta(\eta)}{M(\eta)} \text{ и } v_{\delta}(\xi) = \frac{\delta(\xi)}{M(\xi)}.$$

5. Координата середины поля рассеяния

$$\Delta_0(\zeta) = \frac{M(\eta)}{M(\xi)} \frac{[1 + v_\delta(\eta)v_\delta(\xi)]}{[1 - v_\delta^2(\xi)]} \quad (23)$$

6. Коэффициент относительной асимметрии

$$\alpha(\zeta) = \frac{M(\zeta) - \Delta_0(\zeta)}{\delta(\zeta)} \quad (24)$$

7. Коэффициент относительного рассеяния

$$K(\zeta) = 3 \frac{\sigma(\zeta)}{\delta(\zeta)} \quad (25)$$

В случае, когда η и ξ в функции $\zeta = \frac{\eta}{\xi}$ распределены нормально, величину практического размаха варьирования частного следует определять не по формуле (22), а по уравнению

$$2\delta(\zeta) = 2 \frac{M(\eta)}{M(\xi)} \sqrt{\frac{1}{[9v^2(\xi) - 1]^2} - \frac{9v^2(\eta) - 1}{9v^2(\xi) - 1}} \quad (26)$$

В этом же случае координата центра поля рассеяния определяется не по уравнению (23), а по формуле

$$\Delta_0(\zeta) = -\frac{M(\eta)}{M(\xi)} \frac{1}{[9v^2(\xi) - 1]} \quad (27)$$

По известным уравнениям теории вероятностей для произведения двух случайных независимых величин имеем

1. среднее значение произведения $\zeta = \xi \cdot \eta$

$$M(\zeta) = M(\xi)M(\eta); \quad (28)$$

2. дисперсия произведения $\zeta = \xi \cdot \eta$

$$D(\zeta) = D(\xi)D(\eta) + D(\xi)M^2(\eta) + D(\eta)M^2(\xi). \quad (29)$$

Для решения уравнения (8) нам нет необходимости знать фактическую зону распределения $2\delta(\zeta)$, хотя эту величину мы можем определить с любой степенью точности. Нам достаточно располагать данными формул (28) и (29).

Рассмотрим распределение замыкающего звена размерной цепи узла КШМ рядного двигателя. Согласно формуле (9), линейная размерная цепь G имеет уравнение

$$G = \sum_s q_s + \sum_\psi q_\psi.$$

Решение этой цепи в развернутом виде приведено в уравнении (11). Звенья q_ψ представлены уравнением (8). Технологические процессы изготовления деталей узла КШМ и схема этого узла показывают, что все размеры, входящие в уравнение (8), являются случайными независимыми для каждого уравнения величинами. По формулам (12—29) определяем все интересующие нас параметры распределения фиктивных размеров q_ψ .

Для решения уравнения (11) определим коэффициенты корреляции между всеми фиктивными размерами и посмотрим, нельзя ли пренебречь коррелятивной зависимостью.

1. Согласно уравнению (8) получаем

$$q_{\psi_3} = -\frac{H_{\Phi} - H_6}{H_{\Pi}} q_{\psi_2} + (H_{\Phi} - H_6). \quad (30)$$

Если сделать допущение, что

$$-\frac{H_{\Phi} - H_6}{H_{\Pi}} = C = \text{const} \text{ и } (H_{\Phi} - H_6) = C_1 = \text{const},$$

то получим выражение

$$q_{\psi_3} = Cq_{\psi_2} + C_1, \text{ где } C < 0. \quad (31)$$

Полученная линейная функциональная зависимость дает нам право при определении дисперсии суммы двух фиктивных размеров q_{ψ_2} и q_{ψ_3} принять коэффициент корреляции $R_{\psi_2, \psi_3} = -1$ и считать

$$D(q_{\psi_2} + q_{\psi_3}) = D(q_{\psi_2}) + D(q_{\psi_3}) - 2\sigma(q_{\psi_2})\sigma(q_{\psi_3}). \quad (32)$$

Фактически же значение коэффициента R_{ψ_2, ψ_3} будет находиться между нулем и минус единицей, причем его величина будет ближе к 0 чем к -1 . Для определения фактической величины коэффициента корреляции R_{ψ_2, ψ_3} для каждого частного случая незачем строить эллипс рассеяния и производить ряд громоздких расчетов. Проще пренебречь влиянием величины $-2R_{\psi_2, \psi_3}\sigma(q_{\psi_2})\sigma(q_{\psi_3})$ понизив тем самым процент риска (так как при этом расчетная величина дисперсии суммы станет несколько больше фактической ее величины). Считаем

$$D(q_{\psi_2} + q_{\psi_3}) = D(q_{\psi_2}) + D(q_{\psi_3}). \quad (33)$$

2. Аналогично рассуждая при суммировании значений q_{ψ_1} и q_{ψ_4} , согласно уравнения (8), получим

$$q_{\psi_4} = -\frac{\pi d_6^2 h_6}{4V_{\Sigma}} q_{\psi_1} + h_6 = C_2 q_{\psi_1} + C_3, \quad (34)$$

где $C_2 < 0$.

В этом случае коэффициент R_{ψ_1, ψ_4} в формуле (11) будет также отрицателен и по своей величине близок к нулю. Поэтому, занижая процент риска, считаем

$$D(q_{\psi_1} + q_{\psi_4}) = D(q_{\psi_1}) + D(q_{\psi_4}). \quad (35)$$

Величины

$$Q_1 = (q_{\psi_2} + q_{\psi_3}) = (H_{\Phi} - H_6) + \frac{d_{\Pi}^2}{D_{\Pi}^2} (H_{\Pi} - H_{\Phi} + H_6)$$

и

$$Q_2 = (q_{\psi_1} + q_{\psi_4}) = \frac{1}{D_{\Pi}^2} \left(\frac{4}{\pi} V_{\Sigma} - d_6^2 h_6 + h_6 \right)$$

посредством D_{Π}^2 также связаны определенной зависимостью, причем коэффициент

$$R_{Q_1, Q_2}$$

здесь будет положителен. Однако, принимая во внимание малое значение

коэффициента изменчивости размера D_{Π} у существующих двигателей

$$v(D_{\Pi}) = \frac{\sigma(D_{\Pi})}{M(D_{\Pi})} \leq 0,0004,$$

квадрат которого

$$v^2(D_{\Pi}) \leq 0,16 \cdot 10^{-6};$$

считаем Q_1 и Q_2 независимыми случайными величинами. Поэтому принимаем

$$D(Q_1 + Q_2) = D\left(\sum_{i=1}^4 q_{\psi i}\right) = \sum_{i=1}^4 D(q_{\psi i}). \quad (36)$$

В результате изложенных выше рассуждений формулу (11) можно с допустимой для технических расчетов точностью переписать в виде

$$\begin{aligned} G &= \sum M(q_s) + \sum M(q_{\psi}) \pm 3K_d \sqrt{\sum_s D(q_s) + \sum_{\psi} D(q_{\psi})} = \\ &= M(G) \pm 3\sigma(G) = M(G) \pm \delta(G). \end{aligned} \quad (37)$$

Рассмотрим распределение определяющего параметра (степени сжатия) объемной размерной цепи узла КШМ рядного двигателя. Согласно уравнениям (7) и (9) получим

$$\varepsilon_v - 1 = \frac{2R_k}{G_R - R_k}. \quad (38)$$

Величины G_R и R_k — независимые случайные величины. Для того чтобы снять функциональную зависимость между числителем и знаменателем в уравнении (38), необходимо его преобразовать в уравнение

$$\varepsilon_v - 1 = \frac{2}{\frac{G_R}{R_k} - 1}. \quad (39)$$

В формуле (39) все случайные величины независимые.

Используя уравнение параметров распределения частного и уравнение распределения обратной величины, можно с любой степенью точности получить все необходимые параметры распределения степени сжатия. Однако процесс решения этого уравнения сложен и громоздок, поэтому уравнение (39) имеет только теоретическое значение, а параметры распределения степени сжатия целесообразно определять непосредственно по уравнению (38). При этом способе нахождения параметров распределения степени сжатия необходимо величину практической зоны рассеяния знаменателя в формуле (38) определять алгебраическим суммированием практической зоны распределения случайной величины G с допуском на отклонение размера радиуса кривошипа коленчатого вала, т. е. считать

$$\begin{aligned} G &= G_R - R_k = M(G_R) - M(R_k) \pm [3\sigma(G_R) + \delta(R_k)] = \\ &= M(G) \pm 3\sigma(G) = M(G) \pm \delta(G), \end{aligned} \quad (40)$$

где

$$\sigma(G) = \sigma(G_R) + \frac{1}{3}\delta(R_k);$$

$\delta(G) = 3\sigma(G)$, так как распределение суммарного размера G ввиду большого числа слагаемых при отсутствии доминирующего признака должно быть подчинено закону распределения, близкого к нормальному ($K_d = 1$ в формуле (10)).

Положив в основу расчета уравнения (38 и 40), применим теорию, выведенную для частного двух независимых случайных величин, считая

$$\varepsilon_V - 1 = \frac{2R_K}{G} = \zeta = \frac{\eta}{\xi}. \quad (41)$$

По уравнениям (19—27) и (40) определим все параметры, характеризующие распределение отклонений степени сжатия, и, сравнив полученную величину

$$\varepsilon_V = M(\varepsilon_V) \pm \delta(\varepsilon_V) \quad (42)$$

с заданной техническими условиями, сделаем необходимые выводы в отношении величин допусков на все промежуточные звенья объемной размерной цепи узла КШМ конкретного двигателя.

Рассмотрим величину допусков на размеры всех звеньев объемной размерной цепи узла КШМ как функцию допуска на величину степени сжатия. Согласно уравнениям (40) и (42), с учетом, что кривая распределения плотности вероятности размера R_K в условиях производства имеет (как правило) «обрубленные» края, считаем

$$\begin{aligned} \varepsilon_{V \max} M(\varepsilon_V) + \delta(\varepsilon_V) &= 1 + 2 \frac{M(R_K) + \delta(R_K)}{M(G) - \delta(G)}, \\ \varepsilon_{V \min} M(\varepsilon_V) - \delta(\varepsilon_V) &= 1 + 2 \frac{M(R_K) - \delta(R_K)}{M(G) + \delta(G)}, \end{aligned} \quad (43)$$

откуда

$$\delta(G) = 2 \frac{M(R_K) \delta(R_K) - M(\varepsilon_V - 1) \delta(R_K)}{M^2(\varepsilon_V - 1) - \delta^2(\varepsilon_V)} \quad (44)$$

По уравнению (40) получаем

$$\delta(G_R) = 3\sigma(G_R) = 3\sigma(G) - \delta(R_K) = \delta(G) - \delta(R_K), \quad (45)$$

откуда величина стандарта (среднего квадратического отклонения) суммарного линейного размера G_R равна

$$\sigma(G_R) = \frac{1}{3} \left\{ 2 \frac{M(R_K) \delta(\varepsilon_V) - M(\varepsilon_V - 1) \delta(R_K)}{M^2(\varepsilon_V - 1) - \delta^2(R_K)} - \delta(R_K) \right\}. \quad (46)$$

Положив $M(\varepsilon_V)$ и $M(R_K)$ постоянными, можно для конкретного двигателя построить график зависимости

$$\sigma(G_R) = f[\delta(R_K), \delta(\varepsilon_V)]$$

по данным формулы (46). На рис. 5 это сделано для двигателя ДТ-54. Величина $\sigma(G_R)$, определенная по формуле (46), есть лимитированная величина стандарта суммарного размера G_R , слагаемые которого приведены в уравнении (9).

Среднее значение размера G определим, исходя из уравнения (23), откуда

$$M(G) = \frac{M(R_K)}{\Delta_0(\varepsilon_V - 1)} \left\{ 1 + \sqrt{1 + \frac{\Delta_0(\varepsilon_V - 1) \delta(G)}{M^2(R_K)} [2\delta(R_K) + \Delta_0(\varepsilon_V - 1) \delta(G)]} \right\}. \quad (47)$$

Среднее значение G_R по уравнению (9) равно

$$M(G_R) = M(G) + M(R_K), \quad (48)$$

где величина $M(G)$ определена уравнением (47).

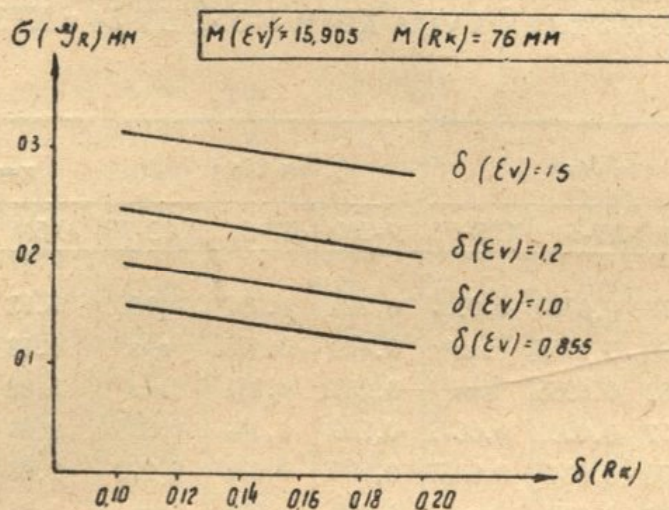


Рис. 5. График $\sigma(G_R) = f[\delta(R_K), \delta(\epsilon_v)]$ для кривошипно-шатунного механизма двигателя ДТ-54.

В последующих расчетах на базе уравнения (9) конструктору необходимо обеспечить тождество

$$M(G_R) = \sum_{\psi} M(q_{\psi}) + \sum_s M(q_s), \quad (49)$$

где значения фиктивных размеров определяются по схеме уравнения (19). Принимая из практики или задаваясь средними значениями

$$M(q_i) = \Delta_0(q_i) + \alpha(q_i) \delta(q_i)$$

и стандартами

$$\sigma(q_i) = \frac{1}{3} K(q_i) \delta(q_i)$$

всех размеров, входящих в уравнение (9), и используя в процессе определения среднего значения и дисперсии суммарного размера формулы (49), (48), (37) и другие, конструктор определит оптимальные допуски на все размеры деталей узла КШМ двигателя.

Для того чтобы конструктор имел ориентировочные практически достижимые в производстве параметры распределения производственных погрешностей, был произведен анализ точности технологических процессов, определяющих конечные размеры основных деталей узла КШМ двигателей внутреннего сгорания. В результате проведенного анализа выведены усредненные и обобщенные законы распределения размеров деталей узла КШМ. Вывод усредненных и обобщенных распределений погрешностей произведен на основании серий опытных замеров на трех машиностроительных заводах г. Харькова: ХТЗ (тракторный дизель ДТ-54, степень сжатия 16.), «Серп и Молот» (комбайновый двигатель У-54, степень сжатия 4,54.), тракторосборочном (двигатель ХТЗ-7Б к садовоогородному трактору, степень сжатия 5,35).

Основные параметры усредненных распределений — $\varphi_u(q_s)$ — размеров деталей узла КШМ У-5М, ДТ-54 и ХТЗ-7Б приведены в таблице 1.

В таблице 2 приведены основные параметры обобщенных распределений — $\varphi_v(q_s)$ — размеров деталей узла КШМ двигателей автотракторного типа. В основу таблицы 2 положены 9 тысяч экспериментальных замеров.

Сводная таблица основных параметров усредненных — $\varphi_u(q_s)$ — распределений размеров деталей узла КШМ У-5М, ДТ-54 и ХТЗ-7Б.

Таблица 1

Размер q_s , мм	$\sigma_u(q_s)$			$2\delta_u(q_s)$			$\gamma = \frac{2\delta_u(q_s)}{2\delta \text{ дейст. ч.}}$		
	У-5М	ДТ-54	ХТЗ-7Б	У-5М	ДТ-54	ХТЗ-7Б	У-5М	ДТ-54	ХТЗ-7Б
R_k	0,0578	0,0763	0,0137	0,225	0,297	0,100	1,13	1,48	1,00
L_6	0,0860	0,1155	внз*	0,449	0,478	внз	1,18	1,04	внз
H_6	0,0482	0,0265	внз	0,251	0,151	внз	5,02	1,89	внз
L_n	0,0397	0,0241	0,0572	0,209	0,140	0,329	2,09	0,93	2,74
$L_{ш}$	0,0376	0,0143	0,0467	0,205	0,078	0,229	2,05	0,78	2,29
$D_{ц}$	0,0142	0,0169	внз	0,070	0,083	внз	1,56	1,38	внз
$H_{ф}$	0,0232	0,0161	внз	0,107	0,074	внз	2,97	1,64	внз
H_n	0,0639	0,0869	0,0726	0,333	0,389	0,388	2,78	3,24	1,29
d_n	0,0356	0,3427	0,1153	0,489	1,604	0,551	0,65	2,01	0,74
h_6	—	0,0880	—	—	0,399	—	—	1,60	—
d_6	—	0,1016	—	—	0,516	—	—	1,61	—
$V_r \text{ мм}^3$	2645	1657	внз	13225	8285	внз	1,01	8,63	внз
$V_k \text{ мм}^3$	—	683	—	—	2390	—	—	1,71	—
$V_n \text{ мм}^3$	0	159	внз	0	550	внз	1,00	1,00	внз
$V_p \text{ мм}^3$	—	1468	—	—	5872	—	—	4,52	—
$V_{ф} \text{ мм}^3$	0	0	внз	0	0	внз	1,00	1,00	внз
ρ_1	0,0010	0,0010	внз	0,004	0,004	внз	1,00	1,00	внз
ρ_2	0,0017	0,0017	внз	0,006	0,006	внз	1,00	1,00	внз
ρ_3	0,0029	0,0048	внз	0,010	0,017	внз	1,00	1,00	внз
ρ_4	0,0029	0,0050	внз	0,010	0,018	внз	1,00	1,00	внз

В таблице 1 приняты следующие условные обозначения:

γ — отношение абсолютной величины практически достигнутого размаха варьирования (практической зоны рассеяния) размера q_s к величине действующего чертежного допуска на этот размер, определенной методом минимум—максимум;

V_k — объем выборки головки ДТ-54 вокруг клапанов, включая и перемычку;

V_p — объем расточки в доньшке поршня ДТ-54.

Сводная таблица основных параметров обобщенных — $\varphi_v(q_s)$ — распределений размеров деталей узла КШМ двигателей автотракторного ти-

* Величина не замерялась.

па (найлены на основе усредненных распределений этих размеров деталей узла КШМ, У-5М, ДТ-54 и частично ХТЗ-7Б).

Таблица 2

Размер q_s , мм	Величина стандарта $\sigma_v(q_s) \pm 3\sigma_s$	$K_v(q_s)$	$2\delta_v(q_s)$	Примечание
R_k	$0,0578 \pm 0,0054$	1,50—1,55	0,23	4-коленный вал
R_k	$0,0137 \pm 0,0015$	1,00—1,10	0,10	2-коленный вал
L_b	$0,0860 \pm 0,0129$	1,15—1,45	0,45	
H_b	$0,0265 \pm 0,0024$	1,05—1,15	0,15	
L_n	$0,0236 \pm 0,0024$	1,05—1,15	0,15	
L_w	$0,0143 \pm 0,0015$	1,05—1,15	0,10	
D_n	$0,0142 \pm 0,0021$	1,05—1,22	0,07	
H_f	$0,0161 \pm 0,0024$	1,10—1,30	0,075	
H_n	$0,0511 \pm 0,0108$	1,10—1,30	0,27	
d_n	$0,1654 \pm 0,0186$	1,10—1,15	0,86	

В случае, если конструктор не располагает параметрами рассеяния размеров q_s , он может использовать для прикидочного расчета данные 1 и 2 таблиц, так как в этих таблицах приведены фактически достигнутые значения стандарта и допуска на отклонение размеров q_s — звеньев объемной размерной цепи узла КШМ рядного двигателя автотракторного типа в условиях установившегося массового производства. Затем эти данные должны быть уточнены в конкретных условиях действующего производства. В необходимых случаях их следует ужесточить. При внедрении в производство методов статистического анализа хода технологического процесса и контроля качества продукции величины стандартов и соответственно допусков могут быть значительно снижены.

На основе выводов проделанной работы были определены оптимальные допуски на звенья объемной размерной цепи узла КШМ двигателей У-5М и ДТ-54. В результате расчета и экспериментальной проверки выяснилось, что абсолютная величина допуска на отклонение степени сжатия, рассчитанная методом минимум—максимум, получилась больше абсолютной величины допуска, определенного теоретико-вероятностным методом расчета в 1,52 раза (для У-5М) и в 1,56 раза (для ДТ-54). Расхождение на 52—56% — существенное расхождение. Таким образом, если в основу расчета объемной цепи узла КШМ положить расчет методом минимум—максимум, то придется уменьшить абсолютные значения допусков примерно до 0,6 их величины, удовлетворяющей условиям теоретико-вероятностного расчета и требованиям производства.

В таблице 3 приведены для сравнения чертежные допуски (определенные методом «минимум—максимум») и допуски, определенные теоретико-вероятностным расчетом на некоторые размеры деталей узла КШМ двигателей У-5М и ДТ-54.

Расчетные величины чертежных допусков на некоторые размеры деталей узла кривошипно-шатунного механизма двигателей У-5М и ДТ-54.

Допуски на изготовление остальных размеров оставлены без изменения, т. е. такими, какими они проставлены на рабочих и сборочных чертежах.

Анализ показывает, что расчет объемной размерной цепи узла КШМ методом минимум—максимум ужесточает допуски по сравнению с их оптимальной величиной, рассчитанной теоретико-вероятностным методом, в среднем на 60%, а по основным деталям — на 30%.

Таблица 3

Размер q_s , мм	Размер чертежа, определенный				Коэффициент увеличения допуска
	методом минимум- максимум		теоретико-вероятност- ным методом		
R_k	У-5М	$60 \pm 0,1$	У-5М	$60 \pm 0,112$	1,13
	ДТ-54	$76 \pm 0,1$	ДТ-54	$76 \pm 0,125$	1,25
L_6	У-5М	$370 - 0,38$	У-5М	$369 \pm 0,225$	1,18
	ДТ-54	$501,35 + 0,30$	ДТ-54	$501,9 \pm 0,217$	1,44
$L_{ш}$	У-5М	$240 \pm 0,05$	У-5М	$240 \pm 0,102$	2,04
H_6	У-5М	$6 + 0,05$	У-5М	$6,025 \pm 0,125$	5,02
	ДТ-54	$15 - 0,08$	ДТ-54	$14,96 \pm 0,088$	2,20
$L_{п}$	У-5М	$70 - 0,1$	У-5М	$69,95 \pm 0,105$	2,10
	ДТ-54	$95,95 + 0,15$	ДТ-54	$96,025 \pm 0,08$	1,07
H_{ϕ}	У-5М	$6,2 + 0,036$	У-5М	$6,218 \pm 0,053$	2,97
	ДТ-54	$15,08 + 0,045$	ДТ-54	$15,103 \pm 0,042$	1,89
$d_{п}$	ДТ-54	$118 + 0,75$	У-5М	$118,4 \pm 0,245$	0,65
	У-5М	$136 + 0,8$	ДТ-54	$136,4 \pm 0,5$	1,25
$V_{г}$ мм ³	У-5М	$300000 + 12000$	У-5М	305023 ± 6022	1,01
d_6	ДТ-54	$133,47 + 0,32$	ДТ-54	$133,63 \pm 0,2$	1,25
h_6	ДТ-54	$1 - 0,25$	ДТ-54	$0,875 \pm 0,15$	1,20

Фактическая литражировка серии двигателей У-5М и ДТ-54 подтвердила правильность теоретических выводов настоящей работы.

В результате проделанной работы по анализу точности изготовления деталей КШМ серийного двигателя У-5М было обращено внимание на состояние станочного парка, был расширен целый ряд допусков, что позволило добиться резкого снижения брака.

Приведем еще один пример. Расчет допуска на степень сжатия двигателя СМД-55, проведенный СКБД завода «Серп и молот» методом минимум—максимум, определил расчетную величину отклонения в 3,05 единицы. Разбег степени сжатия в таких пределах не может быть принят, так как это вызовет недопустимые колебания в режиме работы двигателя. Для того чтобы уменьшить расчетную величину отклонения степени сжатия, напрашивается единственное решение — уменьшить допуски на ряд размеров деталей, составляющих узел КШМ СМД-55. Но осуществить в производстве изготовление деталей с еще более ужесточенными допусками (против запроектированных ранее) сложно и дорого, так как анализ

точности действующего производства показывает, что фактический разбег отклонений на размеры аналогичных деталей в ряде случаев превышает запроектированные допуски.

Однако, если в основу расчета допусков положить теоретико-вероятностный метод, наиболее правильно отражающий фактическое сочетание отклонений размеров деталей при сборке, то расчетный разбег степени сжатия будет не 3,05, а 1,43 единицы, что допустимо с точки зрения режима работы двигателя (дизеля).

Теоретико-вероятностный метод расчета размерной цепи узла КШМ приближает математическую схему расчета к объективным особенностям производства, чего не может дать расчет методом минимум—максимум, а в данном случае теоретико-вероятностный метод гарантирует практическое совпадение фактического разбега степени сжатия с его расчетной величиной при условии выполнения в производстве допусков чертежа.

В процессе расчета размерной цепи узла КШМ двигателя необходимо также учитывать и те деформации, которые будут иметь место во время работы машины. Учет температурных и динамических деформаций, как показали исследования двигателя СМД-55, привел к тому, что расчетная величина степени сжатия работающего двигателя увеличивается по сравнению с расчетной величиной степени сжатия «холодного» примерно на 3,4%.

Расчетная величина степени сжатия двигателя СМД-55

в холодном состоянии	в рабочем горячем состоянии
$\varepsilon_v = 16,75 \pm 0,715$	$\varepsilon_{vt} = 17,36 \pm 0,756$

В работающем (горячем) двигателе существенно уменьшается расчетная величина зазора между донышком поршня и нижней плоскостью головки цилиндров за счет температурных деформаций и деформаций от динамических нагрузок.

Расчетная величина зазора между донышком поршня и нижней плоскостью головки двигателя СМД-55

в холодном состоянии	в рабочем горячем состоянии
$\rho = 0,993 \pm 0,3 \text{ мм}$	$\rho_t = 0,529 \pm 0,3 \text{ мм}$

Учет влияния температуры и деформаций от динамических сил позволил более точно определить средние значения размеров основных звеньев кривошипно-шатунного механизма двигателя.

Проведенные нами расчеты и исследования со всей очевидностью показывают возможность, целесообразность и необходимость применения теоретико-вероятностного метода при расчете не только линейных и плоских, но и объемных многозвенных размерных цепей, с отказом от общепринятого метода их расчета алгебраическим суммированием крайних значений.

ЛИТЕРАТУРА

1. Н. А. Бородачев. Основные вопросы точности производства. АН СССР, М., 1950.
2. Н. А. Бородачев. Анализ качества и точности производства. Машгиз, 1946.
3. Н. А. Бородачев. Обоснование методики расчета допусков и ошибок кинематических цепей. Ч. 1, 2, АН СССР, М., 1944.
4. С. Н. Бернштейн. Теория вероятностей. Гостехиздат, 1946.
5. Б. С. Балакшин. Технология станкостроения. Машгиз, 1949.
6. В. А. Бражников. Методы расчета допусков. Оборонгиз, 1941.
7. Н. Г. Бруевич. О точности механизмов. АН СССР, 1941.
8. Н. Г. Бруевич. Точность механизмов. Гостехиздат, 1945.
9. В. И. Гливенко. Курс теории вероятностей. ГОНТИ, 1939.
10. Б. В. Гнеденко. Курс теории вероятностей. Гостехиздат, 1950.
11. П. Ф. Дунаев. Расчет размерных цепей. Машгиз, 1947.
12. А. К. Зайцев. Основы учения о трении, износе и смазке машин. Машгиз, 1947.
13. А. К. Кутай. Статистические методы анализа и контроля качества машиностроительной продукции. «Вестник машиностроения», 1949, № 7, 8, 9.
14. В. И. Романовский. Применение статистики в опытном деле. Гостехиздат, 1947.
15. А. П. Соколовский. Расчет точности обработки на металлорежущих станках. Машгиз, 1952.
16. Размерные цепи. М., ЦБТИ, 1954.
17. Энциклопедический справочник машиностроения. Т. 1, 15.