

ВЕСТНИК

ЮЖНО-УРАЛЬСКОГО № 11 (66)
ГОСУДАРСТВЕННОГО УНИВЕРСИТЕТА 2006

ISSN 1990-8504

СЕРИЯ

«МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Выпуск 8

Редакционная коллегия:

д.т.н., профессор, заслуженный деятель науки и техники РФ
Тверской М.М. (*отв. редактор*), д.т.н., профессор Спиридонов Е.К.,
д.т.н., профессор Павлюк Ю.С., д.т.н., профессор Прокопьев В.Н.,
д.ф.-м.н., профессор Телегин А.И., д.т.н., профессор Чернявский О.Ф.,
д.т.н., профессор Шеркунов В.Г., к.т.н., доцент Смирнов В.А. (*отв. секретарь*)

СОДЕРЖАНИЕ

Расчет и конструирование

ТЕЛЕГИН А.И. Новые уравнения для решения задач динамики и синтеза систем твёрдых тел	3
ПАВЛЮК Ю.С., САКУЛИН В.Д. Динамика тел, погруженных в жидкость	15
ПАВЛЮК Ю.С., САКУЛИН В.Д. Приближенный метод определения моментов инерции тел с жидким наполнением	21
СМИРНОВ В.А., ПЕТРОВА Л.Н., ФЕДОРОВ В.Б. Формирование траекторий в механизмах с параллельной кинематической структурой	24
АБЫЗОВ А.А., БЕРЕЗИН И.Я., САДАКОВ О.С. Расчет ресурса деталей при случайном независимом многопараметрическом нагружении	30
ПОЗИН Б.М., ТРОЯНОВСКАЯ И.П. О применении метода Даламбера к составлению уравнений криволинейного движения транспортных машин	37
АЛЮКОВ С.В. Механизм свободного хода релейного типа	40
ТЕРЕШИН Д.А. Развитие длинных усталостных трещин в стальных образцах под действием движущихся тепловых полей	47
ЛАЗАРЕВ В.Е., ГРАММ М.И., ЛАЗАРЕВ Е.А., ЛАВРИК А.Н., FRANEK F., RAUSCHITZ A., VORLAUFER G., JISA R. Математическая модель шероховатой поверхности контактного трибосопряжения	54

Содержание

ПРОКОПЬЕВ В.Н., КАРАВАЕВ В.Г., ЗАДОРЖНАЯ Е.А., ХОЗЕНЮК Н.А. Динамика гибкого асимметричного ротора на трехслойных подшипниках скольжения	59
ЗАДОРЖНАЯ Е.А., ХОЗЕНЮК Н.А., ТАРАНЕНКО П.А. Результаты расчета динамики ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С	69
РОЖДЕСТВЕНСКИЙ Ю.В., ГУСЕВ А.И. Радиальное профилирование направляющей части поршня двигателя внутреннего сгорания	78
БОНДАРЬ В.Н., КОНДАКОВ С.В., НОВОСЕЛЬСКИЙ А.Е. Рациональное совмещение характеристик двигателя внутреннего сгорания и электрического привода постоянного тока промышленного трактора	85
НОВОСЕЛЬСКИЙ А.Е. Многоступенчатая электромеханическая трансмиссия промышленного дизель-электрического трактора	91
КЕЛЛЕР А.В. Методологические принципы оптимизации распределения мощности между движителями колесных машин	96
МАРЧЕНКО С.Н., КЕЛЛЕР А.В., ДРАГУНОВ Г.Д. Математическая модель для исследования устойчивости двухосного автомобиля с индивидуальным приводом при разгоне на прямолинейном участке	102
БЕРДОВ Е.И., БОНДАРЬ В.Н., ИЗГАРЕВ Г.М. Влияние конструктивных параметров гусеничного движителя и физико-механических свойств грунта на сопротивление передвижению транспортно-тяговой гусеничной машины	107
ДЕРЖАНСКИЙ В.Б., ТАРАТОРКИН И.А., ЖЕБЕЛЕВ К.С. Исследование динамики управляемого движения быстроходных гусеничных машин	114
АБЫЗОВ А.А., БЕРЕЗИН И.Я., САДАКОВ О.С. Применение метода имитационного моделирования испытаний к расчету ресурса ходовой части транспортных машин	122
ФИЛИЧКИН Н.В. Трансмиссия быстроходной гусеничной машины с центральной коробкой передач и бесступенчатым механизмом поворота //.....	130
Контроль и испытания	
ФЕДЯЕВ К.В. Контрольно-диагностический комплекс для контроля повреждений и состояния изоляции трубопроводов	140
Технология	
ЭКК А.Е., СЕМАШКО М.Ю., ШЕРКУНОВ В.Г. Формоизменение металла при непрерывном равноканальном угловом прессовании	143
ПЛАКСИН А.В., КАПЛУНОВ Б.Г. Повышение качества поковок фланцев на основе совершенствования схемы деформации	148
БАРКОВ Л.А., САМОДУРОВА М.Н. Оборудование и технология обработки давлением труднодеформируемых уплотняемых материалов	155
ВОРОНИНА Ю.Г., ЗИНОВЬЕВ Р.С., ХИЩЕНКО Ю.М. Изготовление торообразных коллекторов из армированных полимеров	162
НУЖДОВ В.М. Адаптивное устройство для защиты от дуговых разрядов при электроэрозионной обработке	169
ПСАРЕВ С.А. Диагностирование погрешностей станков с устройствами ЧПУ класса PCNC	174
Сведения об авторах	179

Расчет и конструирование

УДК 531.3

НОВЫЕ УРАВНЕНИЯ ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ДИНАМИКИ И СИНТЕЗА СИСТЕМ ТВЁРДЫХ ТЕЛ

А.И. Телегин

Из формул вычисления силовых факторов (ФВСФ) в сочленениях систем твердых тел (СТТ), представленных в [1], получены их новые виды, на основе которых эффективно выписываются уравнения динамики (УД) конкретных СТТ, а также решаются задачи анализа и синтеза СТТ с заданными динамическими свойствами. Приведены примеры.

Введение. Под силовыми факторами, действующими в сочленениях (подвижных соединениях) тел СТТ, понимают силы и моменты сил, обеспечивающие связи этих тел и/или их относительные движения, допустимые связями. Видов (форм представления) ФВСФ в сочленениях СТТ и им соответствующих УД СТТ много, например, только в предлагаемой работе рассмотрены четыре из них. Поэтому важно уяснить достоинства рассматриваемого вида и области его эффективного использования. Уяснить – значит, во-первых, предложить удобную систему понятий, связанную с данным видом ФВСФ или УД, во-вторых, привести примеры эффективного (быстрого и простого) использования формул этого вида для решения тех задач, которые решаются сложнее и с большими затратами времени при помощи других формул, в-третьих, сформулировать класс задач и указать пути их эффективного решения на основе рассматриваемых формул. Такое уяснение начнём с понятия СТТ.

СТТ состоит из абсолютно твердых тел, образующих между собой подвижные соединения, позволяющие каждому телу совершать допустимые связями перемещения относительно соединенного с ним другого тела. Земля (стойка) считается телом отсчета и обозначается через m_0 . От любого тела СТТ можно проложить «путь» до m_0 через другие тела и подвижные соединения между ними. В произвольной СТТ (с циклами) у некоторых или всех тел может быть более одного пути до m_0 . Для устранения этой неоднозначности будем (мысленно) выполнять операцию размыкания, т.е. разрывать минимальное количество связей (подвижных соединений) или разделять тела на части, так чтобы от каждого тела СТТ или частей разделённого тела существовал единственный путь до m_0 . После размыкания получим древовидную СТТ (ДСТТ). Мысленно устраненные (разорванные) связи при переходе от СТТ к ДСТТ необходимо заменить соответствующими реакциями, используя известный в механике принцип освобождения от связей.

В настоящей статье предлагаются такие виды ФВСФ в сочленениях СТТ, которые позволяют эффективно выписывать УД конкретных СТТ и решать задачи анализа динамических свойств и синтеза СТТ (например, манипуляторов, шагающих аппаратов, подъемно-транспортных механизмов) с заданными динамическими свойствами. Здесь под выписыванием УД конкретной СТТ понимается процесс конкретизации УД произвольной (общей) СТТ, не требующий выполнения математических операций (дифференцирования, возведения в степень и т.п.).

1. Используемые понятия, обозначения и утверждения. Для идентификации тел ДСТТ выполняется их нумерация, в процессе которой каждому телу ДСТТ ставится в соответствие число из натурального ряда $1, 2, \dots, N$, где N – количество тел ДСТТ, к которому относятся и части тел СТТ, возникшие при размыкании циклов. Тело с номером i и его массу условимся обозначать через m_{0i} . Единственное тело ДСТТ, сочленённое с m_{0i} и следующее за m_{0i} на пути к m_0 , будем называть базовым телом или базой для m_{0i} . Все остальные тела, сочленённые с m_{0i} (если они есть), будем называть смежными телами для m_{0i} . Тело ДСТТ, не имеющее смежных тел, называется концевым. Таким образом, у каждого тела ДСТТ есть единственное базовое тело (база) и может быть одно или несколько смежных тел.

Расчет и конструирование

Для описания движения ДСТТ в каждом теле m_{0i} выберем полюс, т.е. точку O_i , жестко связанную с m_{0i} . Через O_{0i} обозначим точку, с которой совпадает O_i до начала относительного движения m_{0i} , т.е. движения m_{0i} относительно своей базы. Точку O_{0i} будем называть базовой точкой i -го тела и жестко связывать ее с базой i -го тела.

Все тела ДСТТ, образующие путь от m_0 до m_{0i} , несут на себе m_{0i} , поэтому эти тела по отношению к m_{0i} будем называть несущими телами. Несомыми телами для m_{0i} будем называть те тела ДСТТ, которые несут на себе тело m_{0i} , т.е. от которых путь до стойки (до тела m_0) проходит через m_{0i} . Обозначим через m_j сумму массы j -го тела и масс всех его несомых тел. Если тела m_{0j} , m_{0k} , ..., m_{0l} являются смежными для m_{0i} , то, мысленно поместив в их базовые точки O_{0j} , O_{0k} , ..., O_{0l} массы m_j , m_k , ..., m_l соответственно, получим i -е дополненное тело (ДТ). Каждое ДТ имеет массу, статический момент и тензор инерции. Масса i -го ДТ вычисляется по формуле

$$m_i = m_{0i} + \sum_{j,i} m_j = \sum_{j \geq i} m_{0j}, \quad (1)$$

где $\sum_{j \geq i} m_{0j}$ – знак суммирования по номеру i -го тела и всех его несомых тел, т.е. здесь индекс суммирования j пробегает номера всех несомых тел для i -го тела, начиная со значения $j=i$; $\sum_{j,i} m_j$ – знак суммирования по номерам всех смежных тел для m_{0i} (для конечного тела в этой сумме слагаемых нет).

Статический момент i -го ДТ относительно точки O_{0i} вычисляется по формулам

$$\bar{m}_i = m_{0i} \bar{r}_i + \sum_{j,i} m_j \bar{R}_j = m_i \overline{O_{0i} C_{di}}, \quad (2)$$

где $\bar{r}_i = \overline{O_{0i} C_i}$, $\bar{R}_j = \overline{O_{0j-1} O_{0j}}$ – вектор с началом в базовой точке базы j -го тела и с концом в базовой точке j -го тела; C_i – центр масс i -го тела; C_{di} – центр масс i -го ДТ.

Тензор инерции i -го ДТ относительно точки O_{0i} вычисляется по формуле

$$I_i = I_i^c + m_{0i} (r_i^2 E - \bar{r}_i \bar{r}_i) + \sum_{j,i} m_j (R_j^2 E - \bar{R}_j \bar{R}_j), \quad (3)$$

где I_i^c – тензор инерции i -го тела относительно точки C_i ; a^2 – квадрат длины вектора \bar{a} ; $\bar{a}\bar{a}$ – диадное произведение вектора \bar{a} на вектор \bar{a} ; E – единичная матрица.

В дальнейшем для произвольного i -го тела рассматриваются следующие радиус-векторы $\overline{O_{0i} C_i}$, $\overline{O_{0i} C_{di}}$, $\overline{O_{0i} O_{0i+1}}$, $\overline{O_{0i} O_{0j}}$, ... с началом в базовой точке i -го тела. Если m_{0i} несет на себе m_{0k} , то радиус-вектор $\bar{R}_{ik} = \overline{O_{0i} O_{0k}}$ можно вычислить по формулам

$$\bar{R}_{ik} = \sum_{j,i}^{k-1} \overline{O_{0j} O_{0j+1}} = \sum_{j,i+1}^k \overline{O_{0j-1} O_{0j}} = \sum_{j,i+1}^k \bar{R}_j, \quad (4)$$

где $\sum_{j,i}^{k-1} a_j$ – знак суммирования величины a_j по номерам i -го отрезка несущей цепочки k -го тела,

индекс суммирования j пробегает номера несущих для m_{0k} тел в пути от i -го до k -го тела. Здесь и везде в дальнейшем для индексов, принимающих значения номеров тел ДСТТ, операции декремента (вычитания единицы) и инкремента (прибавления единицы) являются относительными, т.е., во-первых, численное значение индекса $i-1$ (величин типа m_{i-1} , \bar{R}_{ji-1} или в знаках суммирования типа $\sum_i^k b_i \sum_{j,i-1}^k a_j$) равно номеру базы i -го тела, например, если $i=5$, то число $i-1$ не обя-

зательно равно 4, так как у m_{05} базой может быть m_{03} или m_{01} , или тело с другим номером, зависящим от структуры ДСТТ и способа нумерации тел, во-вторых, численное значение индекса

$i+1$ зависит от значения верхнего предела в знаке суммирования, так как если у i -го тела несколько смежных тел, то только верхний предел суммирования указывает, какое из смежных тел (для i -го тела) необходимо рассматривать, например, во второй сумме $\sum_{k \geq i} \sum_{j, i+1}^k a_{kj}$, нижний предел

суммирования $i+1$ зависит от k . В [1] доказано

Утверждение 1. Абсолютное ускорение точки C_k ДСТТ вычисляется по формулам

$$\overline{W}_{ck} = \overline{W}_{0k} + \overline{W}_k^c, \quad (5)$$

$$\overline{W}_{0k} = \sum_i^{k-1} [\overline{W}_{ri} + \overline{\varepsilon}_i \times \overline{R}_{i+1} + \overline{\omega}_i \times (\overline{\omega}_i \times \overline{R}_{i+1} + 2\overline{V}_{ri})], \quad (6)$$

$$\overline{W}_k^c = \overline{W}_{rk} + \overline{\varepsilon}_k \times \overline{r}_k + \overline{\omega}_k \times (\overline{\omega}_k \times \overline{r}_k + 2\overline{V}_{rk}), \quad (7)$$

где $\overline{V}_{ri}, \overline{W}_{ri}$ – скорость и ускорение поступательного перемещения i -го тела относительно своей базы, вычисленные путём двукратного дифференцирования по t вектора $\overline{O_{0i}O_i}$ в системе координат, жёстко связанной с i -м телом; $\overline{\omega}_i, \overline{\varepsilon}_i$ – абсолютные угловые скорость и ускорение i -го тела; $\sum_i^{k-1} a_i$ – знак суммирования величин a_i по номерам несущей цепочки k -го тела.

Пример 1. Точка C_1 движется произвольно относительно системы координат (СК) $OXYZ$, жёстко связанной с землей (со стойкой). Известны цилиндрические координаты r, φ, z точки C_1 в СК $OXYZ$. Найдём формулу вычисления абсолютного ускорения точки C_1 . Для этого отложим из точки C_1 три единичных вектора $\overline{i}_1, \overline{j}_1, \overline{k}_1$, где \overline{i}_1 – орт радиус-вектора $\overline{OC_{p1}}$ длиной $r = |\overline{OC_{p1}}|$, проведённого из точки O до точки C_{p1} , т.е. до проекции C_1 на координатную плоскость OXY , \overline{k}_1 – орт оси OZ , \overline{j}_1 – вектор, получающийся из \overline{i}_1 поворотом последнего на угол $\pi/2$ вокруг \overline{k}_1 . Тогда можно считать, что $O_{01} = O, O_1 = C_1$ и $C_1 \overline{i}_1 \overline{j}_1 \overline{k}_1$ – репер тела m_{01} , которое движется относительно своей базы (стойки). Следовательно, положив в утверждении 1 $k=1$, получим для искомого вектора следующую расчётную формулу:

$$\overline{W}_{c1} = \overline{W}_{r1} + \overline{\varepsilon}_1 \times \overline{r}_1 + \overline{\omega}_1 \times (\overline{\omega}_1 \times \overline{r}_1 + 2\overline{V}_{r1}),$$

где $\overline{r}_1 = \overline{O_{01}C_1} = r\overline{i}_1 + z\overline{k}_1, \overline{V}_{r1} = \dot{r}\overline{i}_1 + \dot{z}\overline{k}_1, \overline{W}_{r1} = \dot{r}\overline{i}_1 + \dot{z}\overline{k}_1, \overline{\omega}_1 = \dot{\varphi}\overline{k}_1, \overline{\varepsilon}_1 = \ddot{\varphi}\overline{k}_1$.

Выполнив элементарные вычисления, получим искомую формулу

$$\overline{W}_{c1} = (\ddot{r} - r\dot{\varphi}^2)\overline{i}_1 + (r\ddot{\varphi} + 2\dot{r}\dot{\varphi})\overline{j}_1 + \ddot{z}\overline{k}_1.$$

Два известных [1] вида ФВСФ в сочленениях СТТ представляет

Утверждение 2. Относительные силовые факторы k -го тела, т.е. сила \overline{F}_k и момент силы \overline{M}_k относительно точки O_{0k} , действующие на k -е тело со стороны его базы, вычисляются по следующим рекуррентным формулам

$$\overline{F}_k = m_{0k} (\overline{W}_{ck} - \overline{g}) - \overline{F}_{rk} + \sum_{j,k} \overline{F}_j,$$

$$\overline{M}_k = m_{0k} \overline{r}_k \times (\overline{W}_{ck} - \overline{g}) + I_k^c \cdot \overline{\varepsilon}_k + \overline{\omega}_k \times I_k^c \cdot \overline{\omega}_k - \overline{M}_{rk} + \sum_{j,k} (\overline{R}_{kj} \times \overline{F}_j + \overline{M}_j),$$

или по конечным формулам

$$\overline{F}_k = \sum_{i \geq k} (m_{0i} \overline{W}_{ci} - \overline{F}_{ri}) - m_k \overline{g}, \quad (8)$$

$$\overline{M}_k = \sum_{i \geq k} [m_{0i} \overline{R}_{ki} \times (\overline{W}_{ci} - \overline{g}) + I_i^c \cdot \overline{\varepsilon}_i + \overline{\omega}_i \times I_i^c \cdot \overline{\omega}_i - \overline{M}_{ri} - \overline{R}_{ki} \times \overline{F}_{ri}], \quad (9)$$

где \overline{g} – ускорение свободного падения, $\overline{R}_{ki}^c = \overline{O_{0k}C_i}$, $\overline{F}_{ri}, \overline{M}_{ri}$ – главный вектор и момент (относительно точки O_{0i}) внешних сил и сил реакций, действующих на i -е тело со стороны внешней среды и мысленно разорванных связей при переходе от СТТ, взаимодействующей с внешней средой, к изолированной ДСТТ.

Расчет и конструирование

2. Рекуррентные формулы вычисления \bar{F}_k, \bar{M}_k . Используя утверждение 1 и формулы (8), (9) утверждения 2, докажем

Утверждение 3. Векторы \bar{F}_k, \bar{M}_k можно вычислять по следующим формулам;

$$\bar{F}_k = \bar{A}_k + m_k \bar{W}_{0k} - m_k \bar{g} - \sum_{i \geq k} \bar{F}_{ri}, \quad (10)$$

$$\bar{M}_k = \bar{B}_k - \sum_{i \geq k} (\bar{M}_{ri} + \bar{R}_{ki} \times \bar{F}_{ri}), \quad (11)$$

где векторы \bar{A}_k, \bar{B}_k вычисляются по обратным рекуррентным формулам ($k = N, N-1, \dots, 1$)

$$\bar{A}_k = \sum_{i,k} \bar{A}_i + m_k \bar{W}_{rk} + \bar{\varepsilon}_k \times \bar{m}_k + \bar{\omega}_k \times (\bar{\omega}_k \times \bar{m}_k) + 2m_k \bar{\omega}_k \times \bar{V}_{rk}, \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \bar{B}_k = \sum_{i,k} \bar{B}_i + \bar{m}_k \times (\bar{W}_{0k} + \bar{W}_{rk} + 2\bar{\omega}_k \times \bar{V}_{rk} - \bar{g}) + I_k \cdot \bar{\varepsilon}_k + \bar{\omega}_k \times I_k \cdot \bar{\omega}_k + \\ + \sum_{i,k} \bar{R}_i \times \sum_{j \geq i} [m_j \bar{W}_{rj} + \bar{\varepsilon}_j \times \bar{m}_j + \bar{\omega}_j \times (\bar{\omega}_j \times \bar{m}_j) + 2m_j \bar{\omega}_j \times \bar{V}_{rj}], \end{aligned} \quad (13)$$

а вектор абсолютного ускорения поступательного перемещения точки O_{0i} вычисляется по прямой рекуррентной формуле ($i = 2, 3, \dots, N$), $\bar{W}_{01} = 0$,

$$\bar{W}_{0i} = \bar{W}_{0i-1} + \bar{W}_{ri-1} + \bar{\varepsilon}_{i-1} \times \bar{R}_i + \bar{\omega}_{i-1} \times (\bar{\omega}_{i-1} \times \bar{R}_i) + 2\bar{\omega}_{i-1} \times \bar{V}_{ri-1}. \quad (14)$$

Доказательство. Используем обозначение $\bar{a}_{ij} = \bar{W}_{ri} + \bar{\varepsilon}_i \times \bar{R}_j + \bar{\omega}_i \times (\bar{\omega}_i \times \bar{R}_j) + 2\bar{\omega}_i \times \bar{V}_{ri}$. То-

гда, учитывая (5)–(7), получим $\sum_{i \geq k} m_{0i} \bar{W}_{ci} = \sum_{i \geq k} m_{0i} \sum_j \bar{a}_{jj+1} + \sum_{i \geq k} m_{0i} \bar{W}_i^c$. Преобразуем двойную сум-

му полученного выражения. Для этого разобьём сумму по j на две части (до $k-1$ и от k до $i-1$), учтём (1) и сдвинем интервал суммирования ($k, i-1$) величины $a_{j,j+1}$ на единицу вправо, уменьшив индекс суммируемой величины на единицу. Тогда получим

$$\sum_{i \geq k} m_{0i} \sum_j \bar{a}_{jj+1} = \left(\sum_{i \geq k} m_{0i} \right) \sum_j \bar{a}_{jj+1} + \sum_{i \geq k} m_{0i} \sum_{j,k} \bar{a}_{jj+1} = m_k \sum_j \bar{a}_{jj+1} + \sum_{i \geq k} m_{0i} \sum_{j,k+1} \bar{a}_{j-1,j}.$$

К последней двойной сумме применим формулы изменения порядка суммирования

$$\sum_{i \geq k} a_i \sum_{j,k+1} b_j = \sum_{j>k} b_j \sum_{i \geq j} a_i, \quad \sum_{j>k} a_{j,j-1} = \sum_{i \geq k} \sum_{j,i} a_{ji},$$

доказанные в [1]. Тогда с учётом (1) получим

$$\sum_{i \geq k} m_{0i} \sum_{j,k+1} \bar{a}_{j-1,j} = \sum_{j>k} \left(\sum_{i \geq j} m_{0i} \right) \bar{a}_{j-1,j} = \sum_{j>k} m_j \bar{a}_{j-1,j} = \sum_{i \geq k} \sum_{j,i} m_j \bar{a}_{ij}. \quad (15)$$

Таким образом,

$$\begin{aligned} \sum_{i \geq k} m_{0i} \bar{W}_{ci} &= m_k \sum_j \bar{a}_{jj+1} + \sum_{i \geq k} \sum_{j,i} m_j \bar{a}_{ij} + \sum_{i \geq k} m_{0i} \bar{W}_i^c = \\ &= m_k \bar{W}_{0k} + \sum_{i \geq k} \left\{ m_{0i} [\bar{W}_{ri} + \bar{\varepsilon}_i \times \bar{r}_i + \bar{\omega}_i \times (\bar{\omega}_i \times \bar{r}_i) + 2\bar{\omega}_i \times \bar{V}_{ri}] + \sum_{j,i} m_j [\bar{W}_{ri} + \bar{\varepsilon}_i \times \bar{R}_j + \right. \\ &+ \bar{\omega}_i \times (\bar{\omega}_i \times \bar{R}_j) + 2\bar{\omega}_i \times \bar{V}_{ri}] \left. \right\} = m_k \bar{W}_{0k} + \sum_{i \geq k} \left\{ \left(m_{0i} + \sum_{j,i} m_j \right) (\bar{W}_{ri} + 2\bar{\omega}_i \times \bar{V}_{ri}) + \right. \\ &+ \bar{\varepsilon}_i \times \left(m_{0i} \bar{r}_i + \sum_{j,i} m_j \bar{R}_j \right) + \bar{\omega}_i \times \left[\bar{\omega}_i \times \left(m_{0i} \bar{r}_i + \sum_{j,i} m_j \bar{R}_j \right) \right] \left. \right\}. \end{aligned}$$

Отсюда, используя обозначения (1) и (2), получим

$$\sum_{i \geq k} m_{0i} \bar{W}_{ci} = m_k \bar{W}_{0k} + \sum_{i \geq k} [m_i \bar{W}_{ri} + \bar{\varepsilon}_i \times \bar{m}_i + \bar{\omega}_i \times (\bar{\omega}_i \times \bar{m}_i) + 2m_i \bar{\omega}_i \times \bar{V}_{ri}]. \quad (16)$$

Если $\bar{A}_k = \sum_{i \geq k} [m_i \bar{W}_{ri} + \bar{\varepsilon}_i \times \bar{m}_i + \bar{\omega}_i \times (\bar{\omega}_i \times \bar{m}_i) + 2m_i \bar{\omega}_i \times \bar{V}_{ri}]$, то $\sum_{i \geq k} m_{0i} \bar{W}_{ci} = m_k \bar{W}_{0k} + \bar{A}_k$ и доказываемая формула (10) следует из (8), а формула (12) следует из очевидного выражения

$$A_k = \sum_{i \geq k} a_i = a_k + \sum_{i,k} \sum_{j \geq i} a_j = a_k + \sum_{i,k} A_i. \quad (17)$$

Доказываемая формула (14) следует из (6) после применения очевидного выражения

$$a_i = \sum_j^{i-1} b_j = \sum_j^{i-2} b_j + b_{i-1} = a_{i-1} + b_{i-1}.$$

Докажем формулы (11) и (13), выполнив тождественные преобразования формулы (9). Заметим, что $\bar{R}_{kk}^c = \bar{r}_k$, $\bar{R}_{kj}^c = \bar{R}_{ki} + \bar{R}_{ij}^c$ и используем (для сокращения записей) обозначение $\bar{W}_{ci}^g = \bar{W}_{ci} - \bar{g}$. Тогда с учетом (17) получим

$$\begin{aligned} \sum_{i \geq k} m_{0i} \bar{R}_{ki}^c \times (\bar{W}_{ci} - \bar{g}) &= m_{0k} \bar{R}_{kk}^c \times \bar{W}_{ck}^g + \sum_{i,k} \sum_{j \geq i} m_{0j} (\bar{R}_{ki} + \bar{R}_{ij}^c) \times \bar{W}_{cj}^g = \\ &= m_{0k} \bar{r}_k \times \bar{W}_{ck}^g + \sum_{i,k} \bar{R}_i \times \sum_{j \geq i} m_{0j} \bar{W}_{cj}^g + \sum_{i,k} \sum_{j \geq i} m_{0j} \bar{R}_{ij}^c \times \bar{W}_{cj}^g. \end{aligned} \quad (18)$$

Здесь в силу относительности операции декремента индекса учтено, что если индекс i пробегает номера тел, смежных k -му, то $\bar{R}_{ki} = \overline{O_{0k} O_{0i}} = \overline{O_{0i-1} O_{0i}} = \bar{R}_i$, таким образом базой i -го тела является k -е тело, т.е. номер $(i-1)$ равен k . По этой же причине и с учетом (14) получим

$$\sum_{i,k} m_i \bar{R}_i \times \bar{W}_{0i} = \sum_{i,k} m_i \bar{R}_i \times [\bar{W}_{0k} + \bar{W}_{rk} + \bar{\varepsilon}_k \times \bar{R}_i + \bar{\omega}_k \times (\bar{\omega}_k \times \bar{R}_i) + 2\bar{\omega}_k \times \bar{V}_{rk}]. \quad (19)$$

Доказываемая формула (11) следует из (9), если

$$\bar{B}_k = \sum_{i \geq k} [m_{0i} \bar{R}_{ki}^c \times (\bar{W}_{ci} - \bar{g}) + I_i^c \cdot \bar{\varepsilon}_i + \bar{\omega}_i \times I_i^c \cdot \bar{\omega}_i].$$

Учитывая (17) и (18), получим

$$\begin{aligned} \bar{B}_k &= \sum_{i \geq k} m_{0i} \bar{R}_{ki}^c \times \bar{W}_{ci}^g + I_k^c \cdot \bar{\varepsilon}_k + \bar{\omega}_k \times I_k^c \cdot \bar{\omega}_k + \sum_{i,k} \sum_{j \geq i} (I_j^c \cdot \bar{\varepsilon}_j + \bar{\omega}_j \times I_j^c \cdot \bar{\omega}_j) = \\ &= m_{0k} \bar{r}_k \times \bar{W}_{ck}^g + I_k^c \cdot \bar{\varepsilon}_k + \bar{\omega}_k \times I_k^c \cdot \bar{\omega}_k + \sum_{i,k} \bar{R}_i \times \sum_{j \geq i} m_{0j} \bar{W}_{cj}^g + \\ &+ \sum_{i,k} \sum_{j \geq i} (m_{0j} \bar{R}_{ij}^c \times \bar{W}_{cj}^g + I_j^c \cdot \bar{\varepsilon}_j + \bar{\omega}_j \times I_j^c \cdot \bar{\omega}_j) = \sum_{i,k} \bar{B}_i + I_k^c \cdot \bar{\varepsilon}_k + \bar{\omega}_k \times I_k^c \cdot \bar{\omega}_k + \bar{D}_k, \end{aligned} \quad (20)$$

где $\bar{D}_k = m_{0k} \bar{r}_k \times (\bar{W}_{ck} - \bar{g}) + \sum_{i,k} \bar{R}_i \times \sum_{j \geq i} m_{0j} (\bar{W}_{cj} - \bar{g})$.

Учитывая (1) и (16), получим

$$\begin{aligned} \bar{D}_k &= m_{0k} \bar{r}_k \times (\bar{W}_{ck} - \bar{g}) + \sum_{i,k} \bar{R}_i \times \left(\sum_{j \geq i} m_{0j} \bar{W}_{cj} - m_i \bar{g} \right) = \\ &= m_{0k} \bar{r}_k \times \bar{W}_{ck} - \left(m_{0k} \bar{r}_k + \sum_{i,k} m_i \bar{R}_i \right) \times \bar{g} + \sum_{i,k} \bar{R}_i \times m_i \bar{W}_{0i} + \bar{E}_k, \end{aligned}$$

где $\bar{E}_k = \sum_{i,k} \bar{R}_i \times \sum_{j \geq i} [m_j \bar{W}_{rj} + \bar{\varepsilon}_j \times \bar{m}_j + \bar{\omega}_j \times (\bar{\omega}_j \times \bar{m}_j) + 2m_j \bar{\omega}_j \times \bar{V}_{rj}]$. Теперь, используя (5), (2), (19)

и (7), получим

$$\begin{aligned} \bar{D}_k &= m_{0k} \bar{r}_k \times (\bar{W}_{0k} + \bar{W}_k^c) - \bar{m}_k \times \bar{g} + \sum_{i,k} m_i \bar{R}_i \times [\bar{W}_{0k} + \bar{W}_{rk} + \bar{\varepsilon}_k \times \bar{R}_i + \bar{\omega}_k \times (\bar{\omega}_k \times \bar{R}_i) + 2\bar{\omega}_k \times \bar{V}_{rk}] + \bar{E}_k = \\ &= \left(m_{0k} \bar{r}_k + \sum_{i,k} m_i \bar{R}_i \right) \times \bar{W}_{0k} - \bar{m}_k \times \bar{g} + m_{0k} \bar{r}_k \times [\bar{W}_{rk} + \bar{\varepsilon}_k \times \bar{r}_k + \bar{\omega}_k \times (\bar{\omega}_k \times \bar{r}_k) + 2\bar{\omega}_k \times \bar{V}_{rk}] + \\ &+ \sum_{i,k} m_i \bar{R}_i \times [\bar{W}_{rk} + \bar{\varepsilon}_k \times \bar{R}_i + \bar{\omega}_k \times (\bar{\omega}_k \times \bar{R}_i) + 2\bar{\omega}_k \times \bar{V}_{rk}] + \bar{E}_k = \end{aligned}$$

$$= \bar{m}_k \times (\bar{W}_{0k} - \bar{g}) + \left(m_{0k} \bar{r}_k + \sum_{i,k} m_i \bar{R}_i \right) \times (\bar{W}_{rk} + 2\bar{\omega}_k \times \bar{V}_{rk}) + m_{0k} \bar{r}_k \times (\bar{\varepsilon}_k \times \bar{r}_k) + \sum_{i,k} m_i \bar{R}_i \times (\bar{\varepsilon}_k \times \bar{R}_i) + m_{0k} \bar{r}_k \times [\bar{\omega}_k \times (\bar{\omega}_k \times \bar{r}_k)] + \sum_{i,k} m_i \bar{R}_i \times [\bar{\omega}_k \times (\bar{\omega}_k \times \bar{R}_i)] + \bar{E}_k.$$

Используя известные равенства [2]

$$\bar{a} \times (\bar{\varepsilon} \times \bar{a}) = (a^2 E - \bar{a}\bar{a}) \cdot \bar{\varepsilon}, \quad \bar{a} \times [\bar{\omega} \times (\bar{\omega} \times \bar{a})] = \bar{\omega} \times (a^2 E - \bar{a}\bar{a}) \cdot \bar{\omega}$$

и учитывая (2), из последнего выражения для \bar{D}_k получим

$$\bar{D}_k = \bar{m}_k \times (\bar{W}_{0k} + \bar{W}_{rk} + 2\bar{\omega}_k \times \bar{V}_{rk} - \bar{g}) + \left[m_{0k} (r_k^2 E - \bar{r}_k \bar{r}_k) + \sum_{i,k} m_i (R_i^2 E - \bar{R}_i \bar{R}_i) \right] \cdot \bar{\varepsilon}_k + \bar{\omega}_k \times \left[m_{0k} (r_k^2 E - \bar{r}_k \bar{r}_k) + \sum_{i,k} m_i (R_i^2 E - \bar{R}_i \bar{R}_i) \right] \cdot \bar{\omega}_k + \bar{E}_k.$$

Подставим это выражение в (20) и используем (3), тогда получим

$$\bar{B}_k = \sum_{i,k} \bar{B}_i + \bar{m}_k \times (\bar{W}_{0k} + \bar{W}_{rk} + 2\bar{\omega}_k \times \bar{V}_{rk} - \bar{g}) + I_k \cdot \bar{\varepsilon}_k + \bar{\omega}_k \times I_k \cdot \bar{\omega}_k + \bar{E}_k,$$

что с учетом введенного обозначения \bar{E}_k доказывает справедливость формулы (13). Утверждение доказано.

3. Конечные формулы вычисления \bar{F}_k, \bar{M}_k через абсолютные угловые ускорения тел.

Формулы (10)–(14) эффективно использовать при численном анализе динамических свойств СТТ. Для решения задач синтеза рекуррентные соотношения (12) – (14) использовать проблематично, здесь нужны конечные формулы с явно выраженными параметрами, на множестве которых осуществляется процесс синтеза. К ним относятся массо-геометрические m_i, \bar{m}_i, I_i параметры i -го ДТ и геометрические параметры \bar{R}_i ($1 \leq i \leq N$). В доказательстве следующего утверждения из этих параметров образованы массо-геометрические параметры подсистем ДСТТ.

Под j -й подсистемой ДСТТ будем понимать j -е тело вместе со всеми его несомыми телами. Введем в обращение следующие величины:

$$\bar{m}_j^c = \sum_{i \geq j} \bar{m}_i \tag{21}$$

– статический момент j -й подсистемы относительно базовой точки O_{0j} j -го тела;

$$\bar{m}_{kj}^c = m_j \bar{R}_{kj} + \bar{m}_j^c \tag{22}$$

– статический момент j -й подсистемы относительно базовой точки O_{0k} k -го несущего тела;

$$\bar{I}_{kj} = \bar{m}_j \times \bar{R}_{kj} + \sum_{i,j} \bar{R}_i \times \bar{m}_i^c \tag{23}$$

– вектор инерции j -й подсистемы относительно точки O_{0k} ;

$$I_{kj} = I_j + \bar{m}_j \cdot \bar{R}_{kj} E - \bar{m}_j \bar{R}_{kj} + \sum_{i,j} (\bar{R}_i \cdot \bar{m}_i^c E - \bar{R}_i \bar{m}_i^c) \tag{24}$$

– матрица инерции j -го ДТ относительно точки O_{0k} .

Величины (21)–(24) появляются при переходе от рекуррентных соотношений (12)–(14) к соответствующим конечным соотношениям в процессе приведения подобных при ускорениях (скоростях), когда доказывается

Утверждение 4. Векторы \bar{F}_k, \bar{M}_k можно вычислить по следующим конечным формулам

$$\bar{F}_k = m_k \bar{W}_{0k} + \sum_{i \geq k} [m_i (\bar{W}_{ri} + 2\bar{\omega}_i \times \bar{V}_{ri}) + \bar{\varepsilon}_i \times \bar{m}_i + \bar{\omega}_i \times (\bar{\omega}_i \times \bar{m}_i)] - m_k \bar{g} - \sum_{i \geq k} \bar{F}_{ri}, \tag{25}$$

$$\bar{M}_k = \bar{m}_k^c \times \bar{W}_{0k} + \sum_{i \geq k} [\bar{m}_{ki}^c \times (\bar{W}_{ri} + 2\bar{\omega}_i \times \bar{V}_{ri}) + I_{ki} \cdot \bar{\varepsilon}_i + \bar{\omega}_i \times I_{ki} \cdot \bar{\omega}_i + \bar{\omega}_i \bar{\omega}_i \cdot \bar{I}_{ki}] - \bar{m}_k^c \times \bar{g} - \sum_{i \geq k} (\bar{M}_{ri} + \bar{R}_{ki} \times \bar{F}_{ri}), \tag{26}$$

где абсолютное ускорение \bar{W}_{0k} точки O_{0k} вычисляется по формуле (6).

Доказательство. Рекуррентную формулу (12) с учетом (17) можно представить в конечном виде $\bar{A}_k = \sum_{i \geq k} [m_i (\bar{W}_i + 2\bar{\omega}_i \times \bar{V}_i) + \bar{\varepsilon}_i \times \bar{m}_i + \bar{\omega}_i \times (\bar{\omega}_i \times \bar{m}_i)]$. Отсюда в силу (10) следует доказываемое выражение (25). Аналогично из (13) с учетом (17), (11) и (6) получим

$$\begin{aligned} \bar{M}_k = & \sum_{i \geq k} \left[\bar{m}_i \times \sum_j^{i-1} (\bar{W}_j + \bar{\varepsilon}_j \times \bar{R}_{j+1} + \bar{\omega}_{vj}) + \bar{m}_i \times (\bar{W}_i + 2\bar{\omega}_i \times \bar{V}_i - \bar{g}) + \right. \\ & \left. + I_i \cdot \bar{\varepsilon}_i + \bar{\omega}_i \times I_i \cdot \bar{\omega}_i - \bar{M}_i - \bar{R}_{ki} \times \bar{F}_i + \sum_{l,j} \bar{R}_l \times \sum_{j \geq l} (m_j \bar{W}_j + \bar{\varepsilon}_j \times \bar{m}_j + \bar{\omega}_{cj}) \right], \end{aligned} \quad (27)$$

где для сокращения записей использованы обозначения

$$\bar{\omega}_{vj} = \bar{\omega}_j \times (\bar{\omega}_j \times \bar{R}_{j+1} + 2\bar{V}_j), \quad \bar{\omega}_{cj} = \bar{\omega}_j \times (\bar{\omega}_j \times \bar{m}_j + 2m_j \bar{V}_j).$$

Выполнив аналогичные преобразования, как и в начале доказательства утверждения 3 вплоть до формулы (15), получим для двойной суммы выражения (27) с учетом обозначения (21) следующее представление:

$$\begin{aligned} \sum_{i \geq k} \bar{m}_i \times \sum_j^{i-1} (\bar{W}_j + \bar{\varepsilon}_j \times \bar{R}_{j+1} + \bar{\omega}_{vj}) = & \bar{m}_k^c \times \sum_j^{k-1} (\bar{W}_j + \bar{\varepsilon}_j \times \bar{R}_{j+1} + \bar{\omega}_{vj}) + \\ & + \sum_{i \geq k} \sum_{j,i} \bar{m}_j^c \times [\bar{W}_i + \bar{\varepsilon}_i \times \bar{R}_j + \bar{\omega}_i \times (\bar{\omega}_i \times \bar{R}_j) + 2\bar{\omega}_i \times \bar{V}_i]. \end{aligned} \quad (28)$$

Для преобразования тройной суммы выражения (27) воспользуемся следующими формулами изменения порядка суммирования:

$$\sum_{i \geq k} \sum_{l,j} a_l \sum_{j \geq l} b_j = \sum_{i > k} a_i \sum_{j \geq i} b_j = \sum_{j \geq k} \left(\sum_{i,k+1}^j a_i \right) b_j = \sum_{j > k} \left(\sum_{i,k}^{j-1} a_{i+1} \right) b_j.$$

Тогда получим

$$\sum_{i \geq k} \sum_{l,j} \bar{R}_l \times \sum_{j \geq l} (m_j \bar{W}_j + \bar{\varepsilon}_j \times \bar{m}_j + \bar{\omega}_{cj}) = \sum_{i > k} \left(\sum_{i,k}^{j-1} \bar{R}_{i+1} \right) \times (m_j \bar{W}_j + \bar{\varepsilon}_j \times \bar{m}_j + \bar{\omega}_{cj}).$$

Теперь, учитывая равенство $\bar{R}_{kj} = \overline{O_{0k} O_{0j}} = \sum_{i,k}^{j-1} \bar{R}_{i+1}$, а также представление (28) и формулу (6),

выражение (27) можно записать в виде

$$\begin{aligned} \bar{M}_k = & \bar{m}_k^c \times \bar{W}_{0k} + \sum_{i \geq k} \sum_{j,i} \bar{m}_j^c \times [\bar{W}_i + 2\bar{\omega}_i \times \bar{V}_i + \bar{\varepsilon}_i \times \bar{R}_j + \bar{\omega}_i \times (\bar{\omega}_i \times \bar{R}_j)] + \\ & + \sum_{i \geq k} [\bar{m}_i \times (\bar{W}_i + 2\bar{\omega}_i \times \bar{V}_i - \bar{g}) + I_i \cdot \bar{\varepsilon}_i + \bar{\omega}_i \times I_i \cdot \bar{\omega}_i - \bar{M}_i - \bar{R}_{ki} \times \bar{F}_i] + \\ & + \sum_{j > k} \bar{R}_{kj} \times [m_j (\bar{W}_j + 2\bar{\omega}_j \times \bar{V}_j) + \bar{\varepsilon}_j \times \bar{m}_j + \bar{\omega}_j \times (\bar{\omega}_j \times \bar{m}_j)]. \end{aligned}$$

В последней сумме этого выражения заменим индекс j на i и, так как $\bar{R}_{kk} = 0$, то начнем суммирование от значения $i = k$, а также приведем подобные при $\bar{W}_i + 2\bar{\omega}_i \times \bar{V}_i$ и перегруппируем слагаемые. Тогда получим

$$\begin{aligned} \bar{M}_k = & \bar{m}_k^c \times \bar{W}_{0k} + \sum_{i \geq k} \left\{ \left(m_i \bar{R}_{ki} + \bar{m}_i + \sum_{j,i} \bar{m}_j^c \right) \times (\bar{W}_i + 2\bar{\omega}_i \times \bar{V}_i) + \right. \\ & + \sum_{j,i} \bar{m}_j^c \times (\bar{\varepsilon}_i \times \bar{R}_j) + I_i \cdot \bar{\varepsilon}_i + \bar{R}_{ki} \times (\bar{\varepsilon}_i \times \bar{m}_i) + \sum_{j,i} \bar{m}_j^c \times [\bar{\omega}_i \times (\bar{\omega}_i \times \bar{R}_j)] + \\ & \left. + \bar{\omega}_i \times I_i \cdot \bar{\omega}_i + \bar{R}_{ki} \times [\bar{\omega}_i \times (\bar{\omega}_i \times \bar{m}_i)] \right\} - \left(\sum_{i \geq k} \bar{m}_i \right) \times \bar{g} - \sum_{i \geq k} (\bar{M}_i + \bar{R}_{ki} \times \bar{F}_i). \end{aligned}$$

Отсюда с учетом известных [2] равенств

$$\bar{a} \times (\bar{\varepsilon} \times \bar{b}) = (\bar{b} \cdot \bar{a} E - \bar{b} \bar{a}) \cdot \bar{\varepsilon}, \quad \bar{a} \times [\bar{\omega} \times (\bar{\omega} \times \bar{b})] = \bar{\omega} \times (\bar{b} \cdot \bar{a} E - \bar{b} \bar{a}) \cdot \bar{\omega} + \bar{\omega} \bar{\omega} \cdot (\bar{b} \times \bar{a})$$

и обозначений (21)–(24) получим искомое выражение (26). Утверждение доказано.

Расчет и конструирование

4. Задачи динамики одного твердого тела. Используем утверждение 4 для решения задач, рассматриваемых в каждом учебнике по теоретической механике.

Задача 1. Дано твердое тело, вращающееся вокруг неподвижной оси OZ со скоростью $\dot{\alpha}$ и ускорением $\ddot{\alpha}$. Ось вращения закреплена на стойке при помощи подшипников A и B . С телом жестко связана СК $O\bar{i}_1\bar{j}_1\bar{k}_1$, где \bar{k}_1 – орт оси OZ (оси симметрии подшипников), h_a, h_b – координаты геометрических центров подшипников A и B на оси OZ , (a, b, d) – координаты центра масс (ЦМ) тела в его СК $(O\bar{i}_1\bar{j}_1\bar{k}_1)$. Тело взаимодействует с внешней средой (стойка с подшипниками является базой тела, т.е. относится к СТТ, а не к внешней среде). Это взаимодействие описывается проекциями на оси СК тела (ОСКТ) F_r^x, F_r^y, F_r^z главного вектора внешних сил \bar{F}_{r1} и проекциями на ОСКТ M_r^x, M_r^y, M_r^z главного момента \bar{M}_{r1} этих сил относительно неподвижной точки O (сила тяжести сюда не входит).

Надо найти связь перечисленных величин с проекциями F_a^x, F_a^y, F_a^z на ОСКТ силы реакции \bar{F}_a подшипника A и с проекциями F_b^x, F_b^y, F_b^z на ОСКТ силы реакции \bar{F}_b подшипника B . Силы \bar{F}_a и \bar{F}_b действуют (через подшипники) со стороны стойки на тело.

Решение. Для рассматриваемой СТТ $N=1$, $m_{01}=m_1$ и базой единственного тела является стойка. Следовательно, сила, действующая со стороны стойки на тело, вычисляется по формуле (25), в которой необходимо считать $i=k=1$. Из (6) получим $\bar{W}_{01}=0$, тогда из (25)

$$\bar{F}_1 = m_1(\bar{W}_{r1} + 2\bar{\omega}_1 \times \bar{V}_{r1}) + \bar{\varepsilon}_1 \times \bar{m}_1 + \bar{\omega}_1 \times (\bar{\omega}_1 \times \bar{m}_1) - m_1\bar{g} - \bar{F}_{r1},$$

где $\bar{\omega}_1 = \dot{\alpha}\bar{k}_1$, $\bar{\varepsilon}_1 = \ddot{\alpha}\bar{k}_1$. Если в качестве полюса тела взять точку O , то $\bar{V}_{r1} = \bar{W}_{r1} = 0$, $O_{01} = O_1 = O$, $\bar{m}_1 = m_1\bar{r}_1 = m_1(a\bar{i}_1 + b\bar{j}_1 + d\bar{k}_1)$ и искомая сила реакции подшипников

$$\bar{F}_1 = \bar{F}_a + \bar{F}_b = m_1[\bar{\varepsilon}_1 \times \bar{r}_1 + \bar{\omega}_1 \times (\bar{\omega}_1 \times \bar{r}_1) - \bar{g}] - \bar{F}_{r1}.$$

Очевидно, что в проекциях на ОСКТ это выражение принимает искомый вид

$$F_a^x + F_b^x = -M(b\ddot{\alpha} + a\dot{\alpha}^2 + g_x) - F_r^x,$$

$$F_a^y + F_b^y = M(a\ddot{\alpha} - b\dot{\alpha}^2 - g_y) - F_r^y, \quad F_a^z + F_b^z = -Mg_z - F_r^z,$$

где $M = m_1$ – масса тела; g_x, g_y, g_z – проекции ускорения свободного падения на ОСКТ.

Аналогично, положив в (26) $i=k=1$, $\bar{V}_{r1} = \bar{W}_{r1} = 0$, получим

$$\bar{M}_1 = I_{11} \cdot \bar{\varepsilon}_1 + \bar{\omega}_1 \times I_{11} \cdot \bar{\omega}_1 + \bar{\omega}_1 \bar{\omega}_1 \cdot \bar{I}_{11} - \bar{m}_1^c \times \bar{g} - \bar{M}_{r1} - \bar{R}_{11} \times \bar{F}_{r1}.$$

Согласно (24), (23), (21) с учетом $\bar{R}_{11} = 0$ получим $I_{11} = I_1 = I$ – тензор инерции тела относительно точки O , $\bar{I}_{11} = 0$, $\bar{m}_1^c = \bar{m}_1 = M\bar{r}_1$. Следовательно, $\bar{M}_1 = I \cdot \bar{\varepsilon}_1 + \bar{\omega}_1 \times I \cdot \bar{\omega}_1 - M\bar{r}_1 \times \bar{g} - \bar{M}_{r1}$.

Проекция M_z вектора \bar{M}_1 на ось OZ ($O\bar{k}_1$) является вращающим моментом тела, т.е. действует со стороны его базы (стойки) на тело, преодолевая инерционные силы, силу тяжести и момент внешних сил ($\bar{k}_1 \cdot \bar{M}_{r1}$). Проекция \bar{M}_1 на оси $O\bar{i}_1$ и $O\bar{j}_1$ вычисляются по формулам $\bar{i}_1 \cdot \bar{M}_1 = -h_a F_a^y - h_b F_b^y$, $\bar{j}_1 \cdot \bar{M}_1 = h_a F_a^x + h_b F_b^x$, так как для проекций моментов реакций \bar{F}_a и \bar{F}_b на ОСКТ имеем $\overline{OA} \times \bar{F}_a = -h_a F_a^y \bar{i}_1 + h_a F_a^x \bar{j}_1$, $\overline{OB} \times \bar{F}_b = -h_b F_b^y \bar{i}_1 + h_b F_b^x \bar{j}_1$. Следовательно, проецируя \bar{M}_1 на ОСКТ, получим следующие искомые выражения:

$$-h_a F_a^y - h_b F_b^y = -I^{xz} \ddot{\alpha} + I^{yz} \dot{\alpha}^2 - M \bar{i}_1 \cdot \bar{r}_1 \times \bar{g} - M_r^x,$$

$$h_a F_a^x + h_b F_b^x = -I^{yz} \ddot{\alpha} - I^{xz} \dot{\alpha}^2 - M \bar{j}_1 \cdot \bar{r}_1 \times \bar{g} - M_r^y, \quad M_z = I^z \ddot{\alpha} - M \bar{k}_1 \cdot \bar{r}_1 \times \bar{g} - M_r^z.$$

Здесь учтено, что в ОСКТ $I \cdot \bar{\varepsilon}_1 = \begin{pmatrix} I^x & -I^{xy} & -I^{xz} \\ -I^{xy} & I^y & -I^{yz} \\ -I^{xz} & -I^{yz} & I^z \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \ddot{\alpha} \end{pmatrix} = -I^{xz} \ddot{\alpha} \bar{i}_1 - I^{yz} \ddot{\alpha} \bar{j}_1 + I^z \ddot{\alpha} \bar{k}_1$, и ана-

логично $\bar{\omega}_1 \times I \cdot \bar{\omega}_1 = \dot{\alpha}^2 (0, 0, 1) \times (-I^{xz}, -I^{yz}, I^z) = I^{yz} \dot{\alpha}^2 \bar{i}_1 - I^{xz} \dot{\alpha}^2 \bar{j}_1$.

Заметим, что известные методы вывода полученных выражений занимают значительно больше места (машинописного текста) и требуют знаний некоторых законов (теорем) механики. Мы же осуществили только процедуру выписывания искоемых уравнений, т.е. выполнили конкретизацию общих уравнений (25), (26) для случая $i = k = N = 1$, и перешли к скалярному виду выписанных уравнений.

Задача 2. Дано твердое тело, совершающее поступательное перемещение под действием силы \bar{F} и вращение под действием момента силы \bar{M} , заданного относительно ЦМ тела (точки C_1).

Надо вывести УД этого тела.

Решение. Если в утверждении 4 считать $N = 1$, то, во-первых, тензор инерции тела I_1 должен быть вычислен относительно полюса стойки (неподвижной точки O), во-вторых, момент силы \bar{M}_1 , под действием которого вращается тело, должен быть задан относительно точки O . Известно, что, во-первых, УД твердого тела принимают простой вид, когда тензор инерции вычисляется относительно ЦМ этого тела, во-вторых, движущий момент силы задан относительно ЦМ тела. Поэтому будем считать $N = 2$, причем с m_{01} ассоциируем СК $C_1 \bar{i}_1 \bar{j}_1 \bar{k}_1$, совершающую поступательное перемещение относительно стойки под действием силы \bar{F} , а за m_{02} примем рассматриваемое тело, с которым жестко связана СК $C_1 \bar{i}_2 \bar{j}_2 \bar{k}_2$, вращающаяся под действием момента силы \bar{M} относительно СК $C_1 \bar{i}_1 \bar{j}_1 \bar{k}_1$. Тогда из (25) для $k = 1$ с учетом $\bar{\omega}_1 = \bar{\varepsilon}_1 = \bar{V}_{r2} = \bar{W}_{r2} = 0$ получим $m_1 \bar{W}_{r1} + \bar{\varepsilon}_2 \times \bar{m}_2 + \bar{\omega}_2 \times (\bar{\omega}_2 \times \bar{m}_2) - m_1 \bar{g} = \bar{F}$, а из (26) для $k = 2$ получим $\bar{m}_2^c \times \bar{W}_{02} + I_{22} \cdot \bar{\varepsilon}_2 + \bar{\omega}_2 \times I_{22} \cdot \bar{\omega}_2 + \bar{\omega}_2 \bar{\omega}_2 \cdot \bar{I}_{22} - \bar{m}_2^c \times \bar{g} = \bar{M}$, где $\bar{m}_2 = m_2 \bar{O}_{02} C_{d2} = 0$, $\bar{m}_2^c = \bar{m}_2 = 0$, $I_{22} = I_2$, $\bar{I}_{22} = 0$, так как $\bar{R}_{22} = 0$, $O_{02} = C_{d2} = C_1$. Следовательно, искоемые УД имеют вид

$$M \bar{W} - M \bar{g} = \bar{F}, \quad I \cdot \bar{\varepsilon} + \bar{\omega} \times I \cdot \bar{\omega} = \bar{M},$$

где $M = m_1$ – масса тела; $\bar{W} = \bar{W}_{r1}$ – ускорение поступательного перемещения его ЦМ; $I = I_2$ – тензор инерции тела относительно ЦМ; $\bar{\omega} = \bar{\omega}_2$, $\bar{\varepsilon} = \bar{\varepsilon}_2$ – абсолютная угловая скорость и ускорение тела.

5. Синтез интегрируемых СТТ. Процесс синтеза СТТ с заданными свойствами можно свести к поиску ограничений на структурные (СП), кинематические (КП) и массо-геометрические параметры (МГП), при выполнении которых выделяется класс СТТ, каждый представитель которого имеет заданные свойства. К СП относятся количество и типы (открытые или замкнутые) ветвей СТТ, количество смежных тел у каждого тела, количество тел в подсистемах и т.д. К КП относятся типы допустимых (связями) движений тел относительно их баз. По этому признаку различают следующие типы тел – поступательные, вращательные, поступательно-вращательные, свободно-поступательные, свободно-вращательные и т.д. К МГП относятся значения масс тел и ДТ, их положения ЦМ, статические моменты, моменты инерции и т.д.

Здесь рассматриваются только поступательные, вращательные, поступательно-вращательные, свободно-вращательные и свободные тела, поэтому дадим им определения. Если все точки тела могут перемещаться только поступательно параллельно оси, жестко связанной с его базой, то такое тело называется поступательным. Если тело может только вращаться вокруг оси, жестко связанной с его базой, то такое тело называется вращательным. Если тело может совершать независимые друг от друга поступательное перемещение вдоль и вращение вокруг оси, жестко связанной с его базой, то такое тело называется поступательно-вращательным. Если тело может свободно вращаться вокруг точки, жестко связанной с его базой, то такое тело называют свободно-вращательным. Если на относительное движение тела со стороны его базы не наложено никаких ограничений, то такое тело называется свободным. Свободными телами являются, например, летательный аппарат или корпус шагающего аппарата, если базой для них служит земля. В поступательном, вращательном и поступательно-вращательном телах используется понятие оси относительного движения (ООД): в первом случае это любая прямая, параллельная направлению поступательного перемещения тела относительно своей базы, во втором и третьем – это ось относительного поворота тела.

Расчет и конструирование

Утверждение 5. Если все тела ДСТТ свободно-вращательные и ЦМ им соответствующих ДТ расположены в базовых точках тел (в точках относительного вращения), то УД такой ДСТТ имеют вид $\sum_{i \geq k} (I_i \cdot \bar{\varepsilon}_i + \bar{\omega}_i \times I_i \cdot \bar{\omega}_i) = \bar{M}_k$, $k = 1, 2, \dots, N$, где \bar{M}_k – движущий момент силы относительного вращения k -го тела, т.е. момент силы действующий на k -е тело со стороны его базы относительно точки вращения k -го тела.

Доказательство. В качестве полюса каждого тела рассматриваемой ДСТТ примем точку его относительного вращения. Тогда по условию $O_{0i} = O_i = C_{di}$ и следовательно $\bar{m}_i = \bar{m}_i^c = 0$, $\bar{I}_{ki} = 0$, $I_{ki} = I_i$ для всех i и k . Поэтому, положив в (25) $\bar{V}_{ri} = \bar{W}_{ri} = 0$, получим искомые УД, случаи интегрируемости которых рассматриваются, например, в [3]. *Утверждение доказано.*

Рассмотрим задачу синтеза класса СТТ, УД которых образуют систему линейных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами. Простейший из таких классов легко получить из (24). Действительно, если все тела соответствующей ДСТТ поступательные, т.е.

$\bar{\omega}_i = \bar{\varepsilon}_i = 0$ для всех i , то из (24) получим УД $m_k \sum_i^{k-1} \bar{W}_{ri} + \sum_{i \geq k} m_i \bar{W}_{ri} - m_k \bar{g} - \sum_{i \geq k} \bar{F}_{ri} = \bar{F}_k$, которые после исключения сил реакции \bar{F}_{ri} сводятся к системе интегрируемых УД. Не очевидным является класс СТТ, который описывает следующее

Утверждение 6. УД ДСТТ имеет вид системы линейных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами, если несущая цепочка каждого концевое тела этой ДСТТ состоит из 2-х участков, тела которых удовлетворяют следующим ограничениям.

Ограничения на КП:

1. Тела 1-го участка (с началом от стойки) могут быть как вращательными, так и поступательными с параллельными друг другу осями, имеющими направляющий вектор \bar{e}_1 ;
2. Тела 2-го участка, который следует за 1-м, могут быть только вращательными с параллельными друг другу осями, направляющий вектор которых образует с \bar{e}_1 постоянный угол (возможно свой для каждого концевое тела ДСТТ).

Ограничения на МГП:

3. ЦМ ДТ каждого вращательного тела 1-го и 2-го участков лежит на ООД этого тела;
4. Элементы тензора инерции каждого ДТ из 2-го участка удовлетворяют следующим ограничениям $I_i^x = I_i^y$, $I_i^{xy} = 0$, $I_i^{xz} = 0$, $I_i^{yz} = 0$, $i \in N_2$, где N_2 – множество номеров тел из вторых участков несущих цепочек всех концевых тел ДСТТ, $I_i^{xy}, I_i^{xz}, I_i^{yz}, I_i^x, I_i^y, I_i^z$ – центробежные и осевые моменты инерции i -го ДТ.

Доказательство состоит из 3-х частей. В 1-й рассматривается УД произвольного поступательного тела из 1-го участка. Во 2-й части рассматривается УД произвольного вращательного тела из 1-го участка. В 3-й части доказательства рассматривается УД произвольного вращательного тела из 2-го участка.

Часть 1. Пусть k – порядковый номер произвольного поступательного тела из 1-го участка. Движущая сила этого тела $F_k = \bar{e}_1 \cdot \bar{F}_k$. Умножим скалярно УД (25) на \bar{e}_1 и учтём, что в силу 1-го ограничения $\bar{e}_1 \cdot \bar{W}_{ri} = \dot{x}_i$, $\bar{e}_1 \times \bar{\varepsilon}_i = \bar{e}_1 \times \bar{\omega}_i = 0$, где i – номер тела из несущей цепочки k -го тела, \dot{x}_i, \ddot{x}_i – скорость и ускорение поступательного перемещения i -го тела относительно своей базы (если i -е тело вращательное, то $\dot{x}_i = \ddot{x}_i = 0$). Тогда получим УД k -го тела в виде

$$m_k \sum_i^{k-1} \ddot{x}_i + \sum_{i \in N_{1k}} m_i \ddot{x}_i + \sum_{i \in N_{2k}} \bar{e}_1 \cdot [\bar{\varepsilon}_i \times \bar{m}_i + \bar{\omega}_i \times (\bar{\omega}_i \times \bar{m}_i)] - m_k g \bar{e}_1 \cdot \bar{e} = F_k,$$

где N_{1k} – множество номеров тел всех первых участков k -й подсистемы;

N_{2k} – множество номеров тел всех вторых участков k -й подсистемы.

Теперь, учитывая ограничение 3 ($\bar{m}_i = 0, i \in N_{2k}$) и обозначение $\bar{e}_1 \cdot \bar{g} = g \cos \gamma = \text{const}$, получим УД k -го тела в следующем искомом виде:

$$m_k \sum_i^{k-1} \ddot{x}_i + \sum_{i \in N_{1k}} m_i \ddot{x}_i - m_k g \cos \gamma = F_k.$$

Часть 2. Пусть k – порядковый номер произвольного вращательного тела из 1-го участка. Для него с учетом ограничений 2 и 3 из УД (26) и формул (21) – (24), получим УД k -го тела в виде $\bar{e}_1 \cdot \sum_{i \geq k} [m_i \bar{R}_{ki} \times (\bar{W}_i + 2\bar{\omega}_i \times \bar{V}_i) + I_i \cdot \bar{\varepsilon}_i + \bar{\omega}_i \times I_i \cdot \bar{\omega}_i] = M_k$, где $M_k = \bar{e}_1 \cdot \bar{M}_k$ – движущий момент силы k -го тела относительно ООД. Если $i \in N_{1k}$, то $\bar{V}_i = \dot{x}_i \bar{e}_1$, $\bar{W}_i = \ddot{x}_i \bar{e}_1$, $\bar{\omega}_i = \omega_i \bar{e}_1$, $\bar{\varepsilon}_i = \varepsilon_i \bar{e}_1$, где ω_i , ε_i – абсолютные угловая скорость и ускорение i -го тела. Следовательно, $\bar{e}_1 \cdot \bar{R}_{ki} \times \bar{W}_i = 0$, $\bar{\omega}_i \times \bar{V}_i = 0$, $\bar{e}_1 \cdot \bar{\omega}_i \times I_i \cdot \bar{\omega}_i = 0$, $\bar{e}_1 \cdot I_i \cdot \bar{\varepsilon}_i = \bar{e}_1 \cdot I_i \cdot \bar{e}_1 \varepsilon_i = I_i^z \varepsilon_i$, где I_i^z – момент инерции i -го ДТ относительно оси $O_i \bar{e}_1$. Тогда УД k -го тела примет вид

$$\sum_{i \in N_{1k}} I_i^z \varepsilon_i + \sum_{i \in N_{2k}} [\bar{e}_1 \cdot I_i \cdot \bar{\varepsilon}_i + \bar{e}_1 \cdot (\bar{\omega}_i \times I_i \cdot \bar{\omega}_i)] = M_k.$$

Согласно кинематическим ограничениям для i -го тела из 2-го участка имеем

$$\bar{\omega}_i = \dot{\alpha}_{1i} \bar{e}_1 + \dot{\alpha}_{2i} \bar{e}_p,$$

где $\dot{\alpha}_{1i}$ – абсолютная угловая скорость последнего тела 1-го участка в несущей цепочке i -го тела;

$\dot{\alpha}_{2i}, \bar{e}_p$ – угловая скорость и орт оси вращения i -го тела относительно этого последнего тела.

Поэтому получим

$$\begin{aligned} \bar{\omega}_i \times I_i \cdot \bar{\omega}_i &= (\dot{\alpha}_{1i} \bar{e}_1 + \dot{\alpha}_{2i} \bar{e}_p) \times I_i \cdot (\dot{\alpha}_{1i} \bar{e}_1 + \dot{\alpha}_{2i} \bar{e}_p) = \\ &= \dot{\alpha}_{1i}^2 \bar{e}_1 \times I_i \cdot \bar{e}_1 + \dot{\alpha}_{1i} \dot{\alpha}_{2i} (\bar{e}_1 \times I_i \cdot \bar{e}_p + \bar{e}_p \times I_i \cdot \bar{e}_1) + \dot{\alpha}_{2i}^2 \bar{e}_p \times I_i \cdot \bar{e}_p. \end{aligned}$$

В СК $O_i \bar{i}_i \bar{j}_i \bar{e}_p$, жестко связанной с i -м телом, получим $\bar{e}_p = (0, 0, 1)$, $I_i \cdot \bar{e}_p = (-I_i^{xz}, -I_i^{yz}, I_i^z)$. Следовательно, с учётом ограничения 4 получим $\bar{e}_p \times I_i \cdot \bar{e}_p = I_i^{yz} \bar{i}_i - I_i^{xz} \bar{j}_i = 0$. Разложим \bar{e}_1 по ортам СК $O_i \bar{i}_i \bar{j}_i \bar{e}_p$. Получим $\bar{e}_1 = Z_{1i}^x \bar{i}_i + Z_{1i}^y \bar{j}_i + c_p \bar{e}_p$, где Z_{1i}^x – косинус угла между \bar{e}_1 и \bar{i}_i , Z_{1i}^y – косинус угла между \bar{e}_1 и \bar{j}_i , $c_p = \cos(\bar{e}_1, \bar{e}_p) = \text{const}$. Тогда после элементарных вычислений с учетом ограничений 4 получим

$$\begin{aligned} \bar{e}_1 \cdot (\bar{e}_p \times I_i \cdot \bar{e}_1) &= \bar{e}_1 \cdot [(0, 0, 1) \times (I_i^x Z_{1i}^x, I_i^y Z_{1i}^y, I_i^z c_p)] = (Z_{1i}^x, Z_{1i}^y, c_p) \cdot (-I_i^y Z_{1i}^y, I_i^x Z_{1i}^x, 0) = \\ &= (I_i^x - I_i^y) Z_{1i}^x Z_{1i}^y = 0. \end{aligned}$$

Следовательно, с учётом ограничения 4 получим $\bar{e}_1 \cdot (\bar{\omega}_i \times I_i \cdot \bar{\omega}_i) = 0$.

Очевидно, что абсолютное угловое ускорение i -го тела 2-го участка вычисляется по формуле $\bar{\varepsilon}_i = \ddot{\alpha}_{1i} \bar{e}_1 + \ddot{\alpha}_{2i} \bar{e}_p + \dot{\alpha}_{1i} \dot{\alpha}_{2i} \bar{e}_1 \times \bar{e}_p$. Следовательно,

$$\bar{e}_1 \cdot I_i \cdot \bar{\varepsilon}_i = \ddot{\alpha}_{1i} \bar{e}_1 \cdot I_i \cdot \bar{e}_1 + \ddot{\alpha}_{2i} \bar{e}_1 \cdot I_i \cdot \bar{e}_p + \dot{\alpha}_{1i} \dot{\alpha}_{2i} \bar{e}_1 \cdot I_i \cdot (\bar{e}_1 \times \bar{e}_p).$$

Выполнив векторно-матричные операции в СК i -го тела с учётом ограничений 4 получим

$$\begin{aligned} \bar{e}_1 \cdot I_i \cdot (\bar{e}_1 \times \bar{e}_p) &= 0, \bar{e}_1 \cdot I_i \cdot \bar{e}_p = (Z_{1i}^x, Z_{1i}^y, c_p) \cdot (0, 0, I_i^z) = \\ &= c_p I_i^z, \bar{e}_1 \cdot I_i \cdot \bar{e}_1 = (Z_{1i}^x, Z_{1i}^y, c_p) \cdot (I_i^x Z_{1i}^x, I_i^y Z_{1i}^y, c_p I_i^z) = I_i^x [(Z_{1i}^x)^2 + (Z_{1i}^y)^2] + c_p^2 I_i^z = I_i^x (1 - c_p^2) + c_p^2 I_i^z. \end{aligned}$$

Следовательно, УД k -го тела принимает искомый вид:

$$\sum_{i \in N_{1k}} I_i^z \varepsilon_i + \sum_{i \in N_{2k}} \left\{ [(1 - c_p^2) I_i^x + c_p^2 I_i^z] \ddot{\alpha}_{1i} + c_p I_i^z \ddot{\alpha}_{2i} \right\} = M_k.$$

Часть 3. Пусть k – порядковый номер произвольного тела 2-го участка несущей цепочки p -го конечного тела. Тогда с учетом ограничений 2 и 3 из УД (26) получим УД рассматриваемого тела в виде $\bar{e}_p \cdot \sum_{i \geq k} (I_i \cdot \bar{\varepsilon}_i + \bar{\omega}_i \times I_i \cdot \bar{\omega}_i) = M_k$, где M_k – движущий момент силы относительно

ООД k -го тела. Совершенно аналогично 2-му случаю доказывается, что $\bar{e}_p \cdot (\bar{\omega}_i \times I_i \cdot \bar{\omega}_i) = 0$ и

$$\bar{e}_p \cdot I_i \cdot \bar{\varepsilon}_i = \ddot{\alpha}_{1i} \bar{e}_p \cdot I_i \cdot \bar{e}_1 + \ddot{\alpha}_{2i} \bar{e}_p \cdot I_i \cdot \bar{e}_p + \dot{\alpha}_{1i} \dot{\alpha}_{2i} \bar{e}_p \cdot I_i \cdot (\bar{e}_1 \times \bar{e}_p),$$

$$\bar{e}_p \cdot I_i \cdot (\bar{e}_1 \times \bar{e}_p) = 0, \bar{e}_p \cdot I_i \cdot \bar{e}_1 = c_p I_i^z, \bar{e}_p \cdot I_i \cdot \bar{e}_p = I_i^z,$$

т.е. УД k -го тела принимает искомый вид $\sum_{i \geq k} (c_p I_i^z \ddot{\alpha}_{1i} + I_i^z \ddot{\alpha}_{2i}) = M_k$. Утверждение доказано.

Следует отметить, что приведенное здесь доказательство в несколько раз короче ранее изложенных [4, 5], и впервые попутно привело к УД для каждого из возможных тел выделенного класса ДСТТ. Примеры практической реализации СТТ из выделенного класса изложены в [6].

5. Области использования новых видов УД СТТ. Формулы утверждения 4 и их частные виды можно использовать, во-первых, для решения задач динамики СТТ, а именно вычисления $\overline{F}_k, \overline{M}_k$ по заданным движениям тел конкретной СТТ (1-я задача динамики или задача дифференцирования), или для определения движения тел по заданным движущим силам и моментам сил (2-я задача динамики или задача интегрирования), во-вторых, для решения задач управления движением СТТ, т.е. поиска движущих сил и моментов обеспечивающих заданные (программные) движения тел с заданным качеством, в-третьих, для синтеза СТТ с заданными целевыми свойствами, т.е. поиска ограничений на СП, КП и МПП произвольной СТТ, при удовлетворении которых из общего множества СТТ выделяется класс СТТ и его любой представитель имеет целевые свойства. Эффективность использования уравнений (25), (26) для решения 1-й задачи динамики и синтеза СТТ по сравнению с другими видами УД очевидна (к другим здесь относятся и такие классические виды УД, которые предложены Ньютоном, Эйлером, Лагранжем, Аппелем, Гамильтоном и др.). Действительно, очень сложно и громоздко получить УД конкретной СТТ из УД в форме Аппеля $\partial S / \partial \ddot{q}_i = U_i$ или Лагранжа $\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial L}{\partial q_i} = U_i$, где S – энергия ускорения

СТТ, L – лагранжиан СТТ, q_i – обобщенная координата i -го тела, U_i – обобщенная движущая сила. Использовать эти УД для синтеза СТТ с заданными свойствами практически невозможно, так как они явно не содержат параметры, на множестве которых осуществляется процесс синтеза. Можно самостоятельно убедиться в эффективности использования формул утверждения 4 для решения задач синтеза. Легко обобщить утверждение 5, а именно расширить класс ДСТТ с линейными УД, положив, что 1-е тело может совершать произвольное поступательное перемещение относительно стойки, а тела 1-го участка могут быть вращательно-поступательными с осью \vec{e}_1 . Легко также доказать единственность обобщенного класса ДСТТ, а также необходимость сформулированных ограничений.

Эффективное использование предложенных здесь видов УД при решении 2-й задачи динамики и в задачах управления движением СТТ можно продемонстрировать на соответствующих примерах, которые готовятся к публикациям.

Заключение. Исходя из ФВСФ в сочленениях СТТ [1], в которых в качестве МПП выступают массы и моменты инерции тел, получены новые виды ФВСФ. В 1-м из них ФВСФ записаны в рекуррентном виде, а во 2-м в явном виде выражены МПП ДТ и подсистем СТТ, что позволило эффективно решать задачи анализа и синтеза СТТ. Приведённые примеры убедительно доказывают эффективность использования новых видов ФВСФ.

Литература

1. Телегин А.И., Абросов А.В. Алгоритмы решения первой задачи динамики произвольных систем тел // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2001. – Вып. 1. – № 6(06). – С. 3–9.
2. Лурье А.И. Аналитическая механика. – М.: Физматгиз, 1961. – 824 с.
3. Зубов В.И. Аналитическая динамика систем тел: Учеб. пособие. – Л.: Изд-во Ленингр. ун-та, 1983. – 344 с.
4. Мелентьев Ю.И., Телегин А.И. Динамика манипуляционных систем роботов. – Иркутск: Изд-во Иркутского государственного университета, 1985. – 348 с.
5. Телегин А.И. Синтез систем твёрдых тел с заданными свойствами. – Челябинск: Изд-во ЧГТУ, 1996. – 174 с.
6. Телегин А.И. Динамическая развязка систем тел с замкнутыми ветвями // Изв. РАН. Механика твёрдого тела. – 1999. – № 2. – С. 37–45.

ДИНАМИКА ТЕЛ, ПОГРУЖЕННЫХ В ЖИДКОСТЬ

Ю.С. Павлюк, В.Д. Сакулин

Исследуется динамика тел, находящихся в емкости, заполненной несжимаемой идеальной жидкостью. Показано, что уравнения свободных колебаний твердых и упругих тел в жидкости отличаются от обычных уравнений колебаний в воздухе только инерционным коэффициентом. Дается оценка влияния жидкости на характер движения системы с дискретными и распределенными параметрами.

Рассмотрим динамику тел, находящихся в емкости (отсеке), заполненной несжимаемой жидкостью. Будем предполагать, что отсек заполнен полностью, т. е. будем пренебрегать волновыми движениями жидкости. Начнем с более простого случая – одномассовой системы, имеющей одну степень свободы (рис. 1).

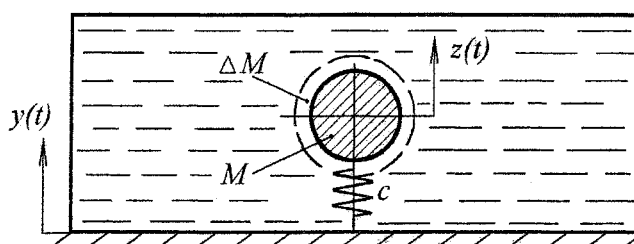


Рис. 1. Одномассовая система в отсеке, заполненном несжимаемой жидкостью

Примем следующие обозначения: $z(t)$ – абсолютное перемещение массы, $y(t)$ – заданное перемещение основания, c – коэффициент жесткости упругой связи.

Дифференциальное уравнение движения тела в жидкости проще всего получить из выражений для кинетической T и потенциальной Π энергий и диссипативной функции Φ , используя уравнение Лагранжа второго рода

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}} + \frac{\partial \Pi}{\partial q} = 0, \quad (1)$$

где q – обобщенная координата.

Значение кинетической энергии можно представить в виде

$$2T = M \dot{z}^2 + \Delta M \dot{u}^2, \text{ или } 2T = M (\dot{u} + \dot{y})^2 + \Delta M \dot{u}^2,$$

где $u(t) = z(t) - y(t)$ – относительное перемещение массы; M – масса тела; ΔM – присоединенная (приведенная) масса жидкости.

Потенциальная энергия Π и диссипативная функция Φ имеют одноподобные выражения:

$$2\Pi = c u^2, \quad 2\Phi = r \dot{u}^2.$$

Через r обозначен коэффициент сопротивления жидкости движению тела.

Используя уравнение Лагранжа (1) для обобщенной координаты u , получим:

$$(M + \Delta M) \ddot{u} + r \dot{u} + c u = -M \ddot{y}. \quad (2)$$

При известных параметрах ускорения $\ddot{y}(t)$ уравнение (2) позволяет определить соответствующие характеристики динамического состояния тела, находящегося в емкости с жидкостью.

Коэффициент сопротивления жидкости движению тела обычно оценивается с помощью логарифмического декремента колебаний $\delta_{жс}$ по формуле $r = \frac{c \delta_{жс}}{\pi \omega_{жс}}$. Частота собственных колебаний тела в жидкости $\omega_{жс}$ при малом затухании определяется выражением

Расчет и конструирование

$$u_{жс}^2 = \frac{c}{M + ДМ} = \frac{u_0^2}{1 + (ДМ)/M},$$

где $u_0^2 = c/M$ – частота собственных колебаний тела в воздухе.

Приведенная масса жидкости может быть определена по формуле

$$ДМ = m M_{жс}, \quad (3)$$

где m – коэффициент приведенной массы; $M_{жс}$ – масса жидкости, вытесненной телом.

С учетом (3) формуле для квадрата частоты собственных колебаний тела в жидкости можно придать вид

$$u_{жс}^2 = \frac{u_0^2}{1 + m M_{жс}/M}. \quad (4)$$

Если влияние границ жидкого объема незначительно, т. е. можно рассматривать колебания тела в безграничном объеме жидкости, то коэффициент присоединенной массы $m = 1$.

Рассмотрим теперь колебания двухмассовой системы, имеющей две степени свободы (рис. 2).

Введем обозначения: z_1 и z_2 – абсолютные перемещения первой и второй масс; u_1 и u_2 – относительные перемещения масс; y – заданное перемещение основания; c_1 и c_2 – коэффициенты жесткости упругих связей; r_1 и r_2 – коэффициенты сопротивления движению тел; M_1 и M_2 – массы тел.

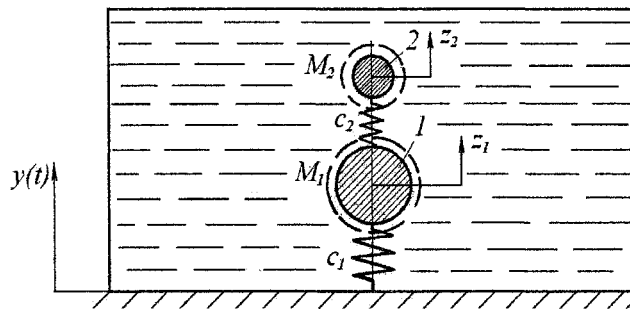


Рис. 2. Двухмассовая система в отсеке, заполненном несжимаемой жидкостью

Учитывая, что $u_1 = z_1 - y$, $u_2 = z_2 - z_1$, запишем выражение для кинетической энергии системы:

$$2T = M_1 (\dot{u}_1 + \dot{y})^2 + ДМ_1 \dot{u}_1^2 + M_2 (\dot{u}_2 + \dot{u}_1 + \dot{y})^2 + ДМ_2 (\dot{u}_2 + \dot{u}_1)^2,$$

где M_i – масса i -го тела; $ДМ_i$ – присоединенная масса жидкости i -го тела.

Потенциальная энергия Π и диссипативная функция Φ в данном случае имеют вид

$$2\Pi = c_1 u_1^2 + c_2 u_2^2, \quad 2\Phi = r_1 \dot{u}_1^2 + r_2 \dot{u}_2^2.$$

Используя уравнение Лагранжа (1) для обобщенных координат u_1 и u_2 , получим:

$$\begin{aligned} (M_1 + ДМ_1) \ddot{u}_1 + r_1 \dot{u}_1 + c_1 u_1 - r_2 \dot{u}_2 - c_2 u_2 &= -M_1 \ddot{y}, \\ (M_2 + ДМ_2) (\ddot{u}_2 + \ddot{u}_1) + r_2 \dot{u}_2 + c_2 u_2 &= -M_2 \ddot{y}. \end{aligned} \quad (5)$$

Если связь между массами слабая (т. е. $c_2 \ll c_1$), то система этих уравнений распадается на два независимых уравнения:

$$\begin{aligned} (M_1 + ДМ_1) \ddot{u}_1 + r_1 \dot{u}_1 + c_1 u_1 &= -M_1 \ddot{y}, \\ (M_2 + ДМ_2) \ddot{u}_2 + r_2 \dot{u}_2 + c_2 u_2 &= -M_2 \ddot{y} - (M_2 + ДМ_2) \ddot{u}_1. \end{aligned} \quad (6)$$

Следовательно, свободные колебания масс, образующих систему, будут происходить независимо одно от другого. Частоты собственных колебаний можно рассчитывать независимо:

$$u_{iжс}^2 = \frac{c_i}{M_i (1 + (ДМ_i)/M_i)}. \quad (7)$$

$$\omega_{гж}^2 = \frac{c_1}{M_i(1 + (DM_i)/M_i)} \tag{7}$$

Отсюда можно получить другое условие для разделения уравнений (5): частота собственных колебаний второй массы должна быть намного меньше частоты собственных колебаний первой, т. е. должно быть $\omega_{2.ж} \ll \omega_{1.ж}$.

Таким образом, в ряде практических случаев можно рассчитывать динамические параметры первой массы независимо от второй, а характеристики колебаний второй массы определять затем, используя в качестве воздействия на нее характеристики движения первой.

Если связь между массами жесткая ($c_1 \ll c_2$, или $\omega_{1.ж} \ll \omega_{2.ж}$), то обе массы можно объединить в систему с одной степенью свободы, имеющую жесткость c_1 , массу $M = M_1 + M_2$ и частоту

$$\omega_{жс}^2 = \frac{c_1}{M(1 + (DM)/M)} \tag{8}$$

Уравнение колебаний такой системы имеет вид (2).

Изложенный подход можно применить и к многомассовой системе. Как следует из рассмотренных примеров, уравнения свободных колебаний твердых тел в жидкости отличаются от обычных уравнений колебаний в воздухе только инерционным коэффициентом. Поэтому уравнения свободных колебаний упругих тел в жидкости можно получать любым подходящим методом, добавляя к массе тела присоединенную массу жидкости. Это утверждение справедливо и для балочных упругих конструкций. Так, например, свободные колебания сосредоточенной массы, жестко связанной с консольной невесомой балкой (рис. 3), расположенной в жидкости, описываются уравнением

$$(M + DM)\ddot{z} + \frac{3EJ}{l^3}z = 0 \tag{9}$$

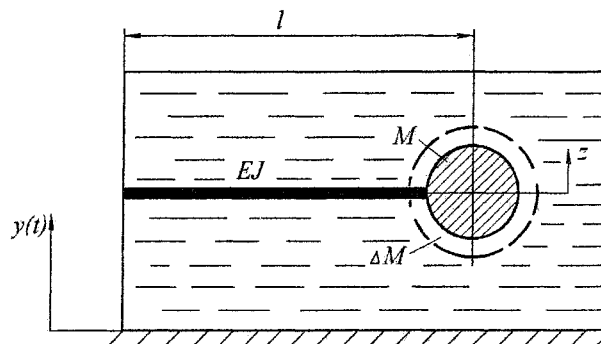


Рис. 3. Консольная невесомая балка с сосредоточенной массой, расположенные в жидкости

Введем в рассмотрение приведенный коэффициент жесткости $c_{пр} = \frac{3EJ}{l^3}$ и перепишем уравнение (9) в следующем виде:

$$(M + DM)\ddot{z} + c_{пр}z = 0 \tag{9}$$

Коэффициент $c_{пр}$ легко определяется для различных систем методом конечных элементов.

Вынужденные колебания рассматриваемых систем при действии на основание кинематического возбуждения $y(t)$ можно получить в относительных координатах, добавляя в правую часть уравнений силу $Q = -M \ddot{y}$:

$$(M + DM)\ddot{u} + c_{пр}u = -M \ddot{y} \tag{10}$$

Рассмотрим изгибные колебания в жидкости балки с погонной массой $m(x)$ и погонной жесткостью $EJ(x)$ (рис. 4). Будем полагать, что известны формы $f_{i.ж}(x)$ и частоты $\omega_{i.ж}$ собственных колебаний балки в жидкости, так что относительные поперечные перемещения балки можно представить в виде суммы

Расчет и конструирование

Ограничимся учетом лишь первого тона изгибных колебаний балки. Тогда кинетическая энергия колеблющейся балки будет иметь вид

$$2T = \int_0^l m(x) [\dot{y} + f_{1ж}(x) \dot{S}_1]^2 dx + \int_0^l Dm(x) f_{1ж}^2(x) \dot{S}_1^2 dx,$$

где $Dm(x)$ – погонная присоединенная масса жидкости.

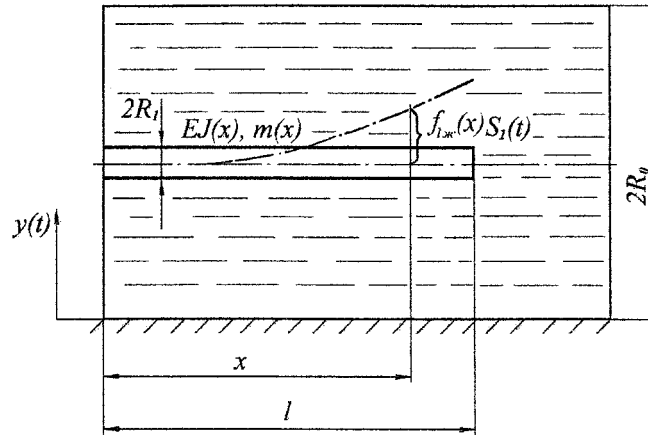


Рис. 4. Упругая балка с распределенными параметрами, расположенная в жидкости

Потенциальная энергия балки будет определяться выражением

$$2\Pi = \int_0^l EJ(x) \left[\frac{d^2 f_{1ж}(x)}{dx^2} S_1 \right]^2 dx.$$

Диссипативная функция равна

$$2\Phi = z_{1ж} \int_0^l EJ(x) \left[\frac{d^2 f_{1ж}(x)}{dx^2} S_1 \right]^2 dx,$$

где $z_{1ж} = \delta_{1ж} / (\rho u_{1ж})$, $\delta_{1ж}$ – логарифмический декремент первой формы колебаний упругой конструкции в жидкости.

Используя уравнение Лагранжа (1) для обобщенной координаты $S_1(t)$, получим:

$$m_{np} (\ddot{S}_1 + z_{1ж} u_{1ж}^2 \dot{S}_1 + u_{1ж}^2 S_1) = -m_{np} \ddot{y}, \quad (11)$$

где

$$m_{np} = \int_0^l [m(x) + Dm(x)] f_{1ж}^2(x) dx;$$

$$m_{np} = \int_0^l m(x) f_{1ж}(x) dx;$$

$$u_{1ж}^2 = \frac{1}{m_{np}} \int_0^l EJ(x) \left[\frac{d^2 f_{1ж}(x)}{dx^2} \right]^2 dx = \frac{u_1^2}{1 + \left[\int_0^l Dm(x) f_{1ж}^2(x) dx / \int_0^l m(x) f_{1ж}^2(x) dx \right]}; \quad (12)$$

$$u_1^2 = \int_0^l EJ(x) \left[\frac{d^2 f_{1ж}(x)}{dx^2} \right]^2 dx / \int_0^l m(x) f_{1ж}^2(x) dx.$$

В случае упругой балки постоянного сечения

$$u_{1ж}^2 = \frac{u_1^2}{1 + (Dm)/m}, \quad Dm = m m_{жс}. \quad (13)$$

где Dm – присоединенная масса жидкости; $m_{жс}$ – масса жидкости, вытесненной балкой; m – масса балки.

Обозначим через R_1 радиус балки. Для круглого длинного цилиндра с $l/(2R_1) \geq 8$, совершающего изгибные колебания в безграничном объеме жидкости, $m=1$ [1]. При $l/(2R_1) < 8$ значение m в зависимости от $l/(2R_1)$ может быть принято по экспериментальному графику, изображенному на рис. 5 [1].

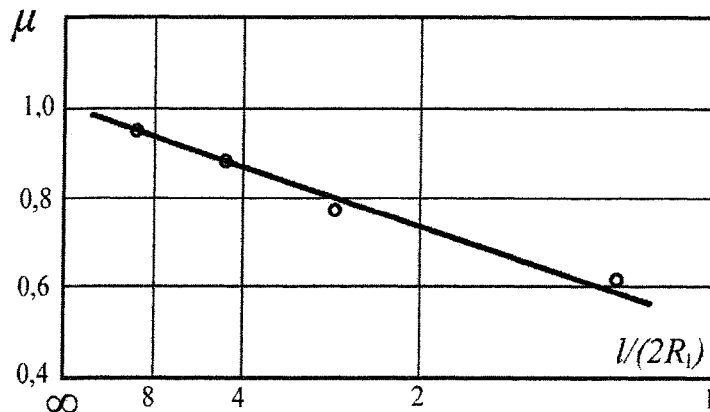


Рис. 5. График значений коэффициента приведенной массы

Влияние зазора между стенками полости и балкой большого удлинения $l/(2R_1) \geq 8$ на частоты ее собственных колебаний можно оценить при помощи зависимости коэффициента m от величины отношения радиуса емкости R_0 , в которой колеблется балка, к радиусу балки R_1 по формуле [1]

$$m = \frac{1}{R_0/R_1 - 1} \quad \text{при } (1 < R_0/R_1 \leq 2).$$

С возрастанием отношения R_0/R_1 влияние стенок полости уменьшается, а при $R_0/R_1 > 2$ коэффициент $\mu = 1$, т. е. частотные характеристики балки близки к тем, которые имеют место при ее колебаниях в безграничном объеме жидкости.

Рассмотрим на конкретном примере, как влияет жидкость на параметры движения внутренних элементов, находящихся в емкости. Пусть колебания тела в жидкости описываются уравнением

$$\ddot{u} + 2h_{жс} \dot{u} + \omega_{жс}^2 u = -\frac{1}{(1 + ДМ/М)} \ddot{y}. \tag{14}$$

Будем полагать, что параметры внешнего кинематического воздействия $\ddot{y}(t)$ заданы в виде спектральной плотности ускорения, которая представляет собой нормальный белый шум с интенсивностью S_0 . Тогда решение уравнения (14) получим в виде [2]:

$$D_{\ddot{u}} = \frac{S_0}{4h_{жс}} \frac{1}{(1 + ДМ/М)^2}.$$

Приближенное значение дисперсии относительного ускорения

$$D_{\ddot{u}} \approx \omega_{жс}^2 D_u = \frac{S_0 \omega_{жс}^2}{4h_{жс}} \frac{1}{(1 + ДМ/М)^2}. \tag{15}$$

Учитывая, что

$$\omega_{жс}^2 = \frac{\omega_0^2}{1 + ДМ/М}, \quad ДМ = mM_{жс},$$

и принимая $m = 1$, из (15) находим

$$D_{\ddot{u}} = \frac{S_0 \omega_0^2}{4h_{жс}} \frac{1}{(1 + M_{жс}/M)^3}, \tag{16}$$

где ω_0 – собственная частота колебаний тела в воздухе.

Расчет и конструирование

В случае колебаний тела в воздухе ($M_{жс} = 0$) дисперсия относительного ускорения тела будет определяться по формуле

$$D_{\ddot{u}_0} = S_0 u_0^2 / (4h_0), \quad (17)$$

где h_0 – параметр, характеризующий затухание колебаний тела в воздухе.

В частности, для $h_{жс} = h_0$ из (16) и (17) следует:

$$D_{\ddot{u}} = \frac{1}{(1 + M_{жс}/M)^3} D_{\ddot{u}_0}. \quad (18)$$

При сделанных допущениях коэффициент $K_{жс} = (1 + M_{жс}/M)^3$ показывает, во сколько раз дисперсия относительного ускорения тела в жидкости меньше дисперсии относительного ускорения тела в воздухе.

При увеличении $M_{жс}$ (т. е. при увеличении плотности жидкости или увеличении объема тела) дисперсия относительного ускорения тела снижается.

Литература

1. Ударостойкость судового энергетического оборудования / Ю.С. Крючков и др. – Л.: Судостроение, 1969. – 253 с.
2. Павлюк Ю.С., Сакулин В.Д. Аналитическая оценка вибронегруженности элементов оборудования транспортных агрегатов на этапе проектирования // Динамика и прочность конструкций: Тематич. сб. науч. трудов / Под ред. Ю.С. Павлюка. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 1999. – С. 3–7.

ПРИБЛИЖЕННЫЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ МОМЕНТОВ ИНЕРЦИИ ТЕЛ С ЖИДКИМ НАПОЛНЕНИЕМ

Ю.С. Павлюк, В.Д. Сакулин

В общем случае оценка приведенных моментов инерции твердых тел с полостями, заполненными жидкостью, требует вычисления потенциалов Н.Е. Жуковского, что связано с большими затруднениями. Предлагается простой метод определения приведенных моментов инерции твердых тел с жидким наполнением, основанный на свойстве «невовлекаемости» определенной части идеальной жидкости во вращательное движение.

Движение твердого тела с полостями, целиком заполненными жидкостью, было впервые подробно исследовано Н.Е. Жуковским, который показал, что прямолинейное движение такого тела ничем не отличается от прямолинейного движения абсолютно твердого тела, масса которого равна сумме масс тела и жидкость.

Вращательное движение твердого тела с полостями, целиком заполненными жидкостью, эквивалентно вращательному движению абсолютно твердого тела с некоторым приведенным или эквивалентным моментом инерции [Л].

Для тел, частично заполненных жидкостью, следуя Н.Е. Жуковскому, определение моментов инерции связано с отысканием функции \tilde{u} , которая удовлетворяет внутри полости уравнению Лапласа

$$\nabla^2 \tilde{u} = 0, \tag{1}$$

а на стенках полости и свободной поверхности – условиям

$$\frac{\partial \tilde{u}}{\partial \bar{n}} = \bar{r} \times \bar{n}, \tag{2}$$

где \bar{r} – радиус-вектор точки поверхности; \bar{n} – единичный вектор нормали к поверхности.

Краевая задача (1) и (2) для потенциала скоростей \tilde{u} частиц жидкости соответствует случаю, когда свободная поверхность прикрыта крышкой, скрепленной со стенками полости. Эта функция определяется только геометрией полости и не зависит от времени. Она может быть определена для полостей заданной формы раз и навсегда.

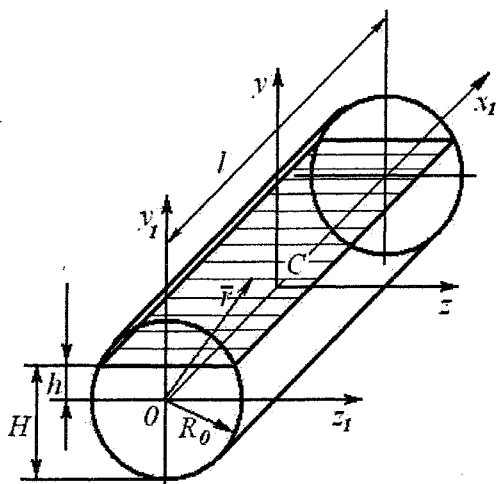


Рис. 1

Рассмотрим движение цилиндрического бака в продольной плоскости (рис. 1) и определим момент инерции тела с жидкостью относительно оси z_1 .

Момент инерции системы относительно данной оси будет складываться из переносного момента инерции

$$J_{1жс} = m(l/2)^2, \tag{3}$$

где m – масса жидкости; $l/2$ – расстояние до оси z , и собственного осевого момента инерции $J_{0жс}$ эквивалентного твердого тела относительно оси z

$$J_{0жс} = c \int_{\phi} (\text{grad } u)^2 d\phi. \tag{4}$$

Здесь

$$u = u_z + x y, \tag{5}$$

где гармоническая функция u_z , согласно формуле (2)

удовлетворяет граничным условиям:

$$\frac{\partial u_z}{\partial x} = 2y \text{ на левом днище } (x = -\frac{l}{2}), \quad \frac{\partial u_z}{\partial x} = -2y \text{ на правом днище } (x = \frac{l}{2}),$$

Расчет и конструирование

$$\frac{\partial \psi_z}{\partial R} = 0 \text{ на боковой поверхности } (R = R_1), \quad \frac{\partial \psi_z}{\partial y} = 0 \text{ на свободной поверхности } (y = h).$$

Отыскание функций ψ_z представляет большие трудности. Н.Е. Жуковский решил эту задачу для полностью заполненных полостей в форме прямоугольного параллелепипеда и круглого цилиндра. Для полостей сложной формы требуется применение численных методов.

В частном случае шаровой полости вращение твердого тела вокруг центра полости не вызывает движения идеальной жидкости ($\psi = 0$). Эквивалентное тело представляет собой в этом случае материальную точку, в которой сосредоточена вся масса жидкости.

В случае кубической полости с длиной ребра, равной a , приведенный момент инерции жидкости для оси, проходящей через центр полости, оказывается равным $J_{0жк} = 0,0261ma^2$.

Так как момент инерции куба равен $ma^2/6$, то момент инерции эквивалентного тела составляет только 0,1565 момента инерции жидкости.

Эту особенность поведения жидкого объема во вращающейся полости будем называть свойством «невовлекаемости». На основании этого свойства можно получить простые формулы для вычисления приведенного момента инерции жидкости. Для примера рассмотрим полость в форме полушара радиуса a (рис. 2). Момент инерции полушара относительно оси z $J_z = 0,25938ma^2$, где масса жидкости $m = c \cdot 2pa^3/3 = 2,0944ca^3$.

Невовлекаемая часть объема жидкости (на рис. 2 эта часть заштрихована) равна $8B^3$, где $B = 0,375a$. Следовательно, невовлекаемая масса жидкости $m^* = 0,421875ca^3$ и масса эквивалентного тела составит $m = 0,79857$.

Таким образом, момент инерции эквивалентного тела

$$J_{0жк} = 0,79857J_z = 0,207133ma^2. \quad (6)$$

Н.Е. Жуковский, используя разложение функции ψ по сферическим функциям, вычислил эту величину с точностью до 0,0001 и нашел

$$J_{0жк} = 0,2387ma^2. \quad (7)$$

Как видим, цена приближенного расчета составляет 13%.

Пусть теперь требуется определить момент инерции цилиндрического бака с жидкостью (рис. 3) относительно оси z . Ограничимся определением присоединенного момента инерции $J_{жк}$ замкнутого объема жидкости относительно оси z . Момент инерции $J_{жк}$ будет складываться из переносного

$$J_{1жк} = cR_1^5 \bar{G}_0 \bar{l}^3 / 4 \quad (8)$$

и собственного осевого $J_{0жк}$ моментов инерции.

В выражении (8) R_1 – характерный размер полости; \bar{G}_0 – безразмерная площадь поперечного сечения объема жидкости; $\bar{l} = l/R$ – относительная длина полости.

С учетом невовлекаемой части объема жидкости (на рис. 3 эта часть заштрихована) собственный осевой момент инерции $J_{0жк}$ приближенно равен

$$J_{0жк} = \rho R_1^5 \bar{G}_0 (\bar{l} - \bar{H}) \bar{l}^2 / 12, \quad (9)$$

где $\bar{H} = h + 1$ – относительный общий уровень заполнения полости.

Подставляя (8), (9) в соотношение $J_{жк} = J_{0жк} + J_{1жк}$, находим следующую формулу для приближенных вычислений $J_{жк}$:

$$J_{жк} = c R_1^5 \bar{J}_{жк}, \quad (10)$$

где

$$\bar{J}_{жк} = \bar{G}_0 (4\bar{l} - \bar{H}) \bar{l}^2 / 12. \quad (11)$$

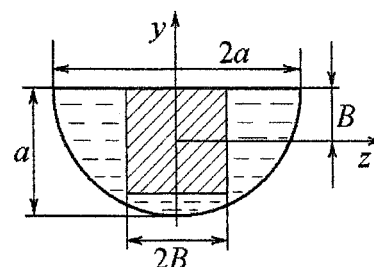


Рис. 2

Применим формулу (11) для вычисления безразмерного присоединенного момента инерции жидкости в полости, имеющей форму кругового цилиндра. В этом случае

$$R_1 = R_0, \bar{G}_0 = (2u_0 - \sin 2u_0)/2, \quad 2u_0 = p + 2 \arcsin \bar{h}.$$

Следовательно, для круговых цилиндрических отсеков с жидкостью

$$\bar{J}_{жк} = (2\theta_0 - \sin 2\theta_0)(4\bar{l} - \bar{H})\bar{l}^2/24. \tag{12}$$

Эта формула пригодна для расчета безразмерного момента инерции жидкости $\bar{J}_{жк}$ в полостях с относительной длиной $\bar{l} \geq \bar{H}$.

В частном случае, когда $\bar{l} = \bar{H} = 2$ из (12) следует, что $\bar{J}_{жк} = 2p$.

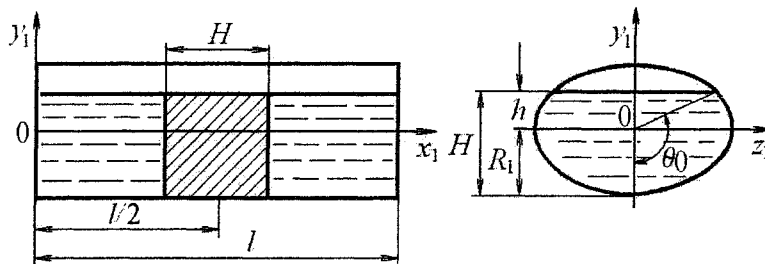


Рис. 3

Приведем несколько иллюстративных примеров использования формулы (12).

Для полости с параметрами $\bar{l} = 2, \bar{h} = 0,98$ применение вариационного метода с использованием шести сферических функций дает значение $\bar{J}_{жк} = 6,288$. По формуле (12) получаем $\bar{J}_{жк} = 6,294$.

В таблице приведены некоторые результаты расчетов момента инерции $\bar{J}_{жк}$, полученные по формуле (12) и вариационным методом (последние величины расположены в знаменателе). Как видим, точность приближенной зависимости (12) вполне приемлема для практических расчетов.

Значения безразмерного момента инерции жидкости $\bar{J}_{жк}$ в зависимости от относительной длины полости \bar{l} и относительной глубины жидкости \bar{h}

\bar{l}	$\bar{h} = 0$	$\bar{h} = 0,2$	$\bar{h} = 0,4$	$\bar{h} = 0,6$	$\bar{h} = 0,8$	$\bar{h} = 0,95$
2	3,665/2,875	4,461/3,687	5,168/4,436	5,748/5,086	6,155/5,570	6,293/5,784
4	31,42/29,86	38,84/37,97	45,73/45,76	51,73/52,27	56,39/57,12	58,46/59,01
6	108,4/106,9	134,6/135,6	159,3/162,0	181,1/185,4	198,3/203,8	206,4/211,7
8	260,0/260,0	323,0/327,0	383,0/391,0	437,0/448,0	480,0/494,0	500,0/516,0
10	511,0/509,0	636,0/641,0	756,0/766,0	862,0/876,0	948,0/965,0	990,0/1011
12	886,0/895,0	1105/1119	1314/1341	1500/1536	1651/1695	1725/1770

Описанный подход можно легко распространить на объекты более сложной формы.

Литература

Моисеев Н.Н., Румянцев В.В. Динамика тела с полостями, содержащими жидкость. – М: Изд-во «Наука», Гл. редакция физ.-мат. литературы, 1965. – 440 с.

ФОРМИРОВАНИЕ ТРАЕКТОРИЙ В МЕХАНИЗМАХ С ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СТРУКТУРОЙ

В.А. Смирнов, Л.Н. Петрова, В.Б. Федоров

На основе анализа простейшего механизма с параллельной кинематической структурой показаны особенности решения траекторных задач для подобных механизмов и представлен алгоритм аппроксимации требуемой траектории сегментами кривых.

Рассмотрим плоский механизм, показанный на рис. 1, а. Механизм состоит из трех поворотных шарниров и двух раздвижных штанг, длины которых L_{AB} и L_{AC} могут меняться при помощи соответствующих приводов. Выходным элементом механизма является центр шарнира А (далее – точка А). Так как передача энергии от приводов к выходному звену осуществляется параллельно (через раздвижные штанги), то данный механизм можно отнести к классу механизмов с параллельной кинематической структурой. Простота механизма позволяет достаточно легко выявить особенности этих механизмов, влияющие на решение задачи формирования требуемой траектории выходного звена.

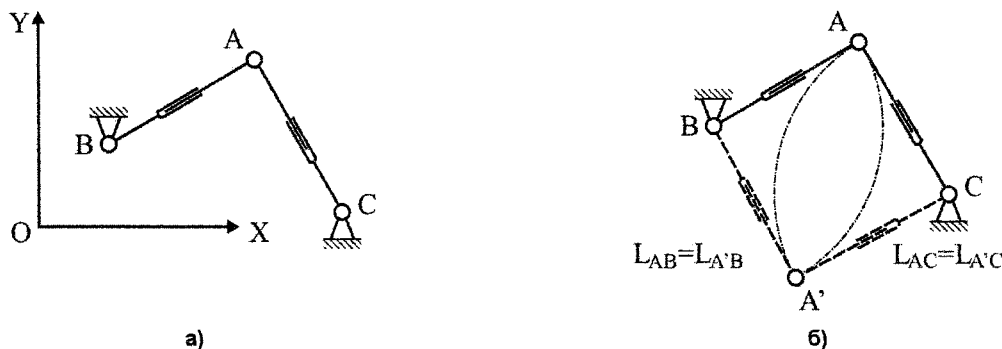


Рис. 1

В качестве управляющих координат в этом механизме выступают длины L_{AB} и L_{AC} , которые могут рассматриваться как обобщенные l -координаты. Такие координаты широко используются при описании механизмов с параллельной кинематической структурой [1–3]. Если известны декартовы координаты (X_B, Y_B) , (X_C, Y_C) центров шарниров В и С в некоторой системе координат OXY , то l -координаты механизма, соответствующие положению центра шарнира А в точке с координатами (X_A, Y_A) определяются следующими зависимостями:

$$L_{AB} = \sqrt{(X_A - X_B)^2 + (Y_A - Y_B)^2}, \quad L_{AC} = \sqrt{(X_A - X_C)^2 + (Y_A - Y_C)^2}. \quad (1)$$

Выражения (1) позволяют решить для этого механизма обратную задачу кинематики: определить значения управляющих координат по известным координатам выходного звена. Иными словами, с использованием этих выражений можно сформировать такое управление приводами штанг, которое обеспечит движение выходного звена механизма по требуемой траектории с требуемой точностью. На рис. 2 показан результат решения обратной задачи для механизма с $X_B = 0$, $Y_B = 0$ (начало системы координат совмещено с центром шарнира В), $X_C = 100$ мм, $Y_C = -50$ мм. Точка А должна, равномерно двигаясь по прямой линии, перейти за 100 с из начальной точки с координатами (55, 100) в точку (85, 100). Из рис. 2 видно, что требуемый линейный закон изменения координат выходного звена обеспечивается при нелинейных законах изменения управляющих l -координат. Это положение обусловлено нелинейной связью декартовых и l -координат (1); оно справедливо и для более сложных механизмов с параллельной кинематической структурой [4].

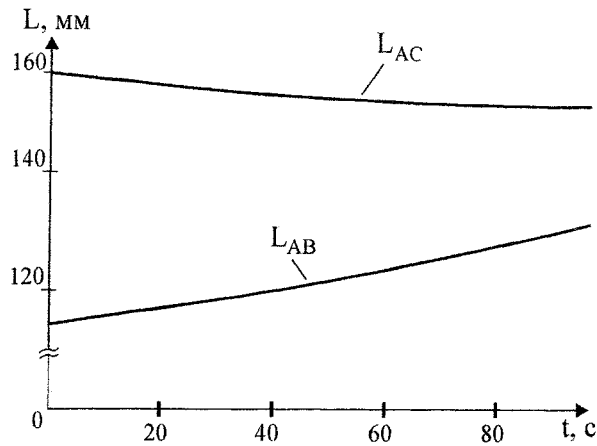


Рис. 2

Нелинейная связь декартовых и l -координат ведет к тому, что для формирования одинаковых траекторий, имеющих различные начальные точки, требуется обеспечить разные законы изменения l -координат. Для иллюстрации этой особенности механизмов с параллельной кинематической структурой на рис. 3, а показан результат моделирования законов изменения l -координат для случая движения точки А по прямой линии из точки с координатами (55, 100) в точку (85, 100); на рис. 3, б – для случая движения точки А по прямой линии из точки с координатами (65, 100) в точку (95, 100). Как видно из рисунков, формирование одной и той же траектории – отрезка длиной 30 мм, требует изменения длин штанг по разным законам.

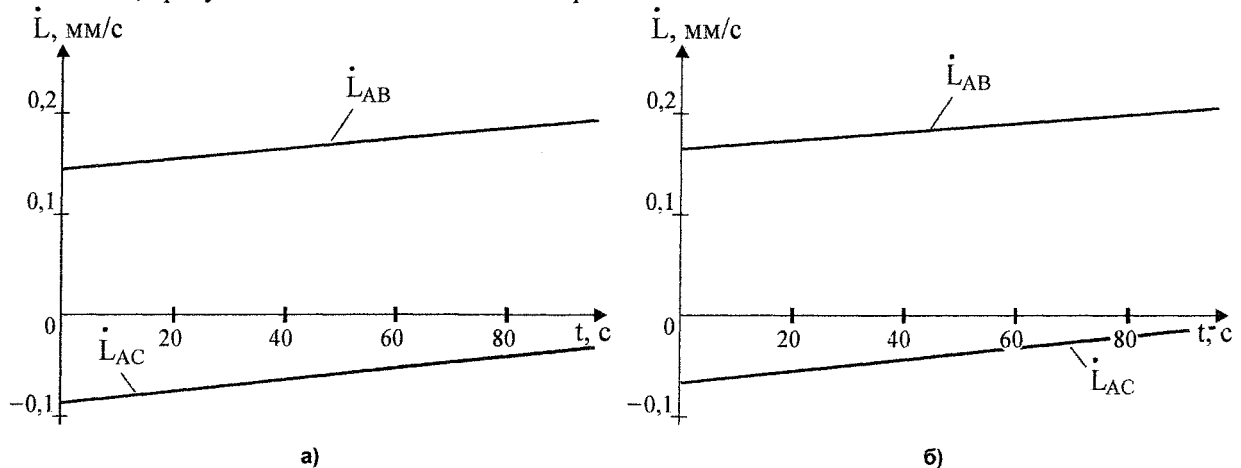


Рис. 3

Обеспечить изменение l -координат по требуемому нелинейному закону достаточно сложно, так как при этом требуется непрерывное изменение скорости приводов, изменяющих длины штанг (см. рис. 3). Рассмотрим вопрос замены нелинейных законов изменения l -координат кусочно-линейными (с кусочно-постоянными законами изменения скоростей приводов) и определим, как в этом случае будет двигаться точка А механизма.

Для определения характера движения точки А при заданном законе изменения длин штанг необходимо решить прямую задачу кинематики. Решение этой задачи сводится к разрешению системы уравнений (1) относительно переменных X_A и Y_A . Выполнение этой операции наталкивается на трудности, связанные с неоднозначностью решения прямой задачи для механизмов с параллельной кинематической структурой [1]. На рис. 1, б показаны два состояния рассматриваемого механизма, для которых значения l -координат одинаковы, однако декартовы координаты точек А и А' существенно разнятся.

Решение прямой задачи для рассматриваемого механизма можно упростить, если поместить один из шарниров, например, шарнир В, в начало декартовой системы координат. В этом случае

Расчет и конструирование

$$X_A = \sqrt{L_{AB}^2 - Y_A^2}. \quad (2)$$

Подставив выражение (2) во второе уравнение (1), получим уравнение относительно Y_A :

$$L_{AC}^2 = \left(\sqrt{L_{AB}^2 - Y_A^2} - X_C \right)^2 + (Y_A - Y_C)^2,$$

которое после преобразований сводится к квадратному уравнению

$$k_1 Y_A^2 + k_2 Y_A + k_3 = 0, \quad (3)$$

где $k_1 = X_C^2 + Y_C^2$;

$$k_2 = Y_C [L_{AC}^2 - L_{AB}^2 - X_C^2 - Y_C^2];$$

$$k_3 = \frac{1}{4} [L_{AC}^2 - Y_C^2 - (L_{AB} - X_C)^2] [L_{AC}^2 - Y_C^2 - (L_{AB} + X_C)^2].$$

Уравнение (3) дает два значения для координаты Y_A , соответствующей заданным l -координатам L_{AB} и L_{AC} . Для каждой из этих координат Y_A уравнение (2) дает еще по две координаты X_A . Однако только две пары координат (X_A, Y_A) удовлетворяют уравнениям (1). Эти координаты и будут являться решением прямой задачи. Введением дополнительного условия, накладывающего ограничения на положение точки A , можно выделить только одно решение прямой задачи. Для рассматриваемого механизма можно принять, что точка A должна находиться выше линии, соединяющей центры шарниров B и C .

На рис. 4 показаны результаты решения прямой задачи для рассматриваемого механизма. При моделировании принято, что длины штанг изменяются равномерно в интервалах: L_{AB} – от 110 мм до 130 мм, L_{AC} – от 170 мм до 120 мм. Анализ уравнений (1)–(3) показывает, что при линейно изменяющихся l -координатах декартовы координаты точки A описываются квадратичными функциями относительно параметра t , что иллюстрирует рис. 4, а. Вид кривой, описываемой точкой A на плоскости, показан на рис. 4, б. Данная кривая также является квадратичной [5].

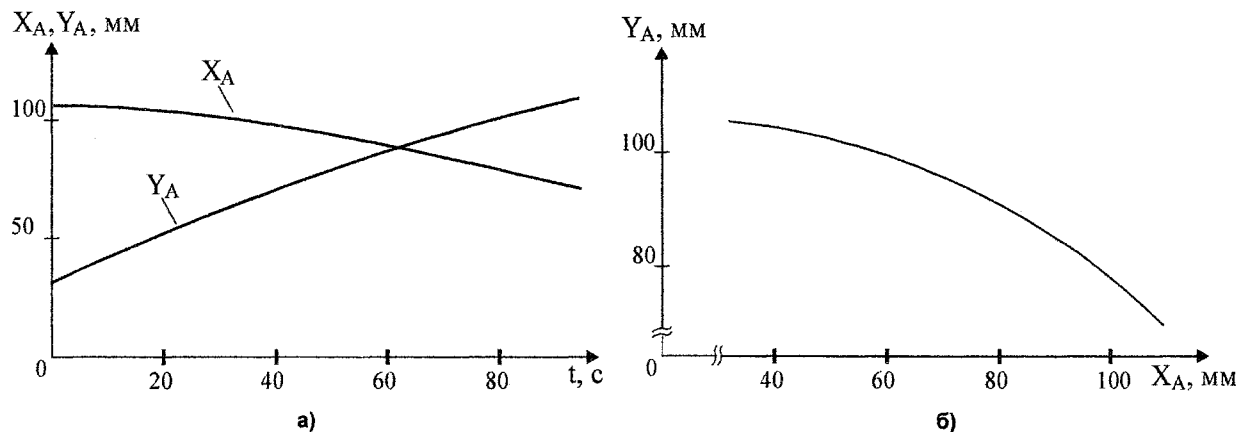


Рис. 4

При использовании механизма, показанного на рис. 1, а, для выполнения технологических операций, необходимо обеспечить движение его точки A по требуемой траектории с требуемой скоростью. Если на управление механизмом налагается требование кусочно-линейного изменения l -координат, то необходимо решить задачу замены (аппроксимации) требуемой траектории движения точки A линией, состоящей из сегментов квадратичных кривых, показанных на рис. 4, б. Рассмотрим один из вариантов решения этой задачи.

Примем, что:

- приводы, обеспечивающие изменение длин штанг, имеют точность позиционирования Δ_{Π} ;
- при работе приводов отклонение точки A от требуемой траектории не должно превышать величины точности позиционирования приводов Δ_{Π} ;

• количество линейных участков, аппроксимирующих нелинейные законы изменения l -координат, должно быть минимальным.

Пусть требуется осуществить перемещение точки A из начальной точки (X_{AH}, Y_{AH}) . В некоторый момент времени t точка A должна лежать на требуемой траектории и иметь координаты (X_{At}, Y_{At}) . Однако в силу конечной точности приводов, обеспечивающих изменение длин штанг, действительные координаты точки A будут отличаться от требуемых координат (X_{At}, Y_{At}) . Для данного момента времени t можно определить 9 возможных положений точки A (рис. 5), соответствующих целому количеству дискрет приводов Δ_{Π} . Положение $(0,0)$ соответствует такому состоянию механизма, когда координаты точки A минимально отличаются от требуемых. Остальные положения соответствуют отклонениям приводов на одну дискрету от положения $(0,0)$. В дальнейшем должны рассматриваться только те возможные положения, которые отстоят от требуемой траектории на величину, не превышающую Δ_{Π} . На рис. 5 из дальнейшего рассмотрения исключено положение $(+\Delta_{\Pi}, -\Delta_{\Pi})$.

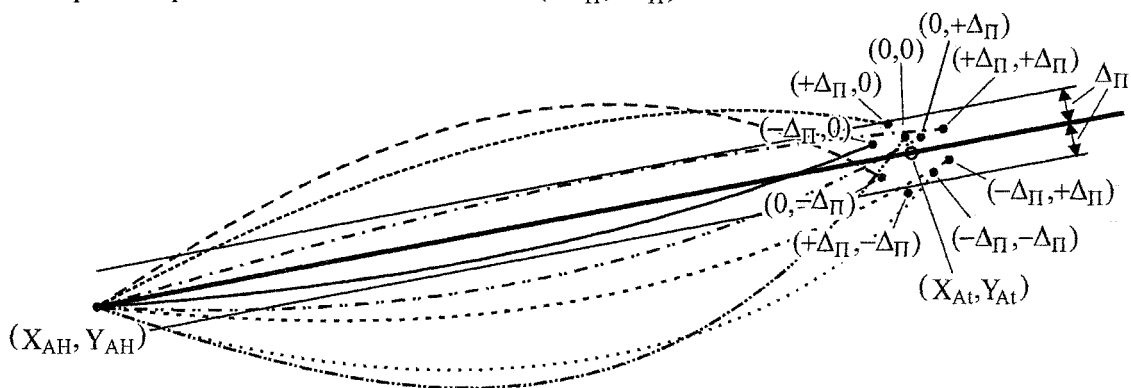


Рис. 5

Для каждого из возможных положений необходимо существует единственный закон линейного изменения длин штанг, обеспечивающий переход в это положение из начального. Этому закону будет соответствовать некоторая квадратичная траектория движения точки A (см. рис. 5). Среди всех возможных положений точки A в момент t необходимо найти такое, для которого траектория движения точки A отличается в любой момент времени от требуемой на величину, не превышающую Δ_{Π} :

$$|\delta(\tau)| \leq \Delta_{\Pi}, \quad \forall \tau \in [0, t]. \quad (4)$$

Кроме того, можно потребовать минимальность интегрального отклонения

$$\int_0^t |\delta(\tau)| d\tau \rightarrow \min. \quad (5)$$

Отклонение $\delta(\tau)$ должно определяться как расстояние от текущего положения точки A до требуемой траектории. Задача существенно упрощается, если требуемая траектория задана аналитически. На рис. 5 оптимальная траектория соответствует положению $(-\Delta_{\Pi}, 0)$. Найденное положение будет являться начальным для определения следующего участка линейного закона изменения длин штанг.

Таким образом, задача замены требуемой траектории линией, состоящей из сегментов квадратичных кривых, сводится к задаче последовательного нахождения интервалов максимальной длительности t_{MAX} , для которых выполняются условия (4) и (5) хотя бы для одного из возможных положений, соответствующих конечному на интервале моменту времени t . Если условие (4) выполняется только для одного из возможных положений, то условие (5) можно не рассматривать. Максимальность длительности интервалов обеспечит их минимальное количество.

Нахождение максимальной длительности одного из интервалов можно рассматривать как решение задачи динамического программирования [6] с нефиксированным конечным моментом

Расчет и конструирование

(так как длительность t_{MAX} неизвестна) и подвижным правым концом (так как в каждый из моментов времени t точка A может принимать только фиксированные положения).

На рис. 6 показаны результаты поиска длительности первого интервала, обеспечивающего приближение реальной траектории точки A механизма к требуемой. Конечной точкой интервала будет являться такое возможное положение механизма, соответствующее положению точки A на требуемой траектории в момент времени $t=14$ с, для которого отклонение привода штанги AB составляет « $-\Delta_{\Pi}$ », а отклонение привода штанги AC равно нулю. Величина $\Delta_{\Pi} = 0,01$ мм.

При выполнении поиска контролировалось ограничение (4), отклонение полученной траектории от требуемой показано сплошной линией.

Найденное положение будет являться начальным для следующего интервала.

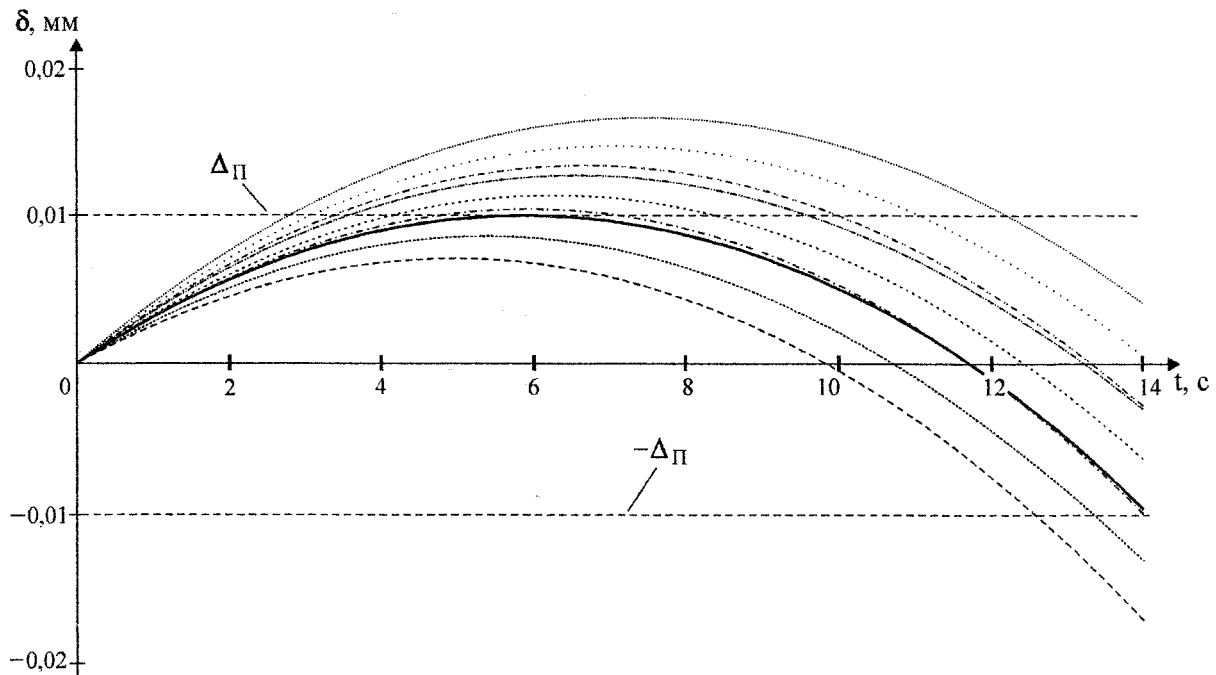


Рис. 6

На рис. 7 показан результат решения аналогичной задачи для последнего интервала. В этом случае реальная траектория выбирается из условия минимального отклонения от требуемой в конечной точке.

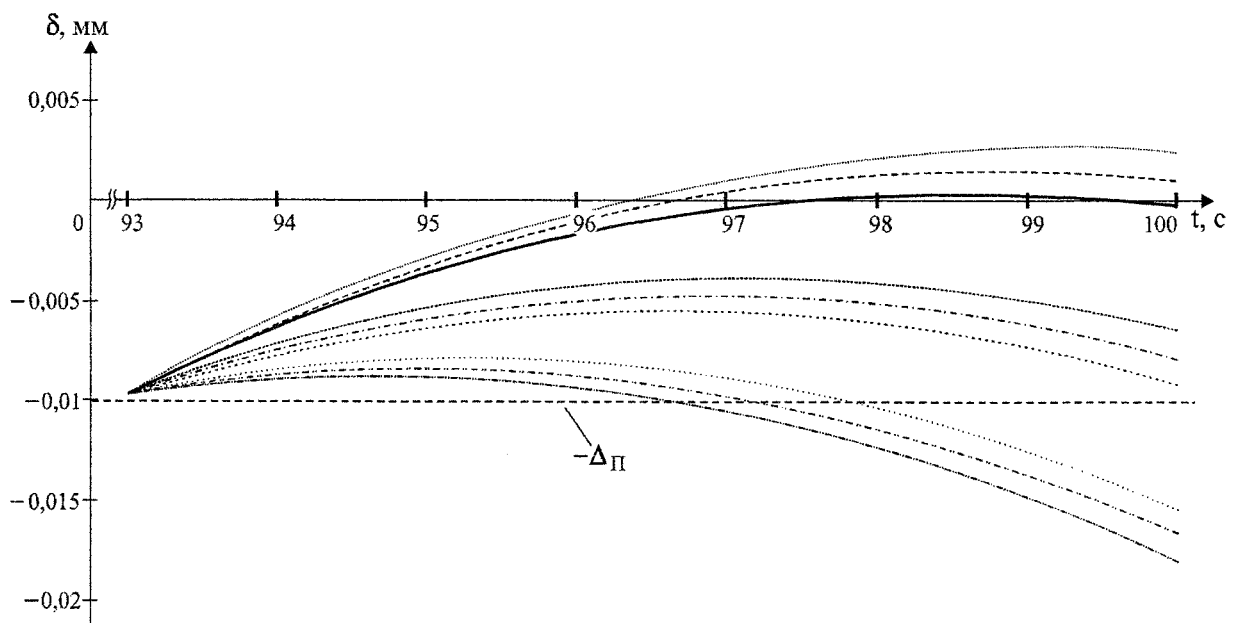


Рис. 7

На рис. 8 сплошной линией показаны результаты моделирования движения точки А из начальной точки с координатами (55, 100) в точку (85, 100). Требуемая траектория движения – прямая линия. Полученная траектория имеет 7 участков, на каждом из которых l -координаты изменяются линейно, и отличается от требуемой не более чем на 0,01 мм.

Для сравнения (пунктирная линия на рис. 8) приведена траектория движения точки А, полученная с использованием управления, описанного в [7]. В этом случае траектория имеет 14 участков линейного изменения l -координат; среднеквадратичное отклонение этой траектории от требуемой на 10% больше, чем для траектории, показанной сплошной линией.

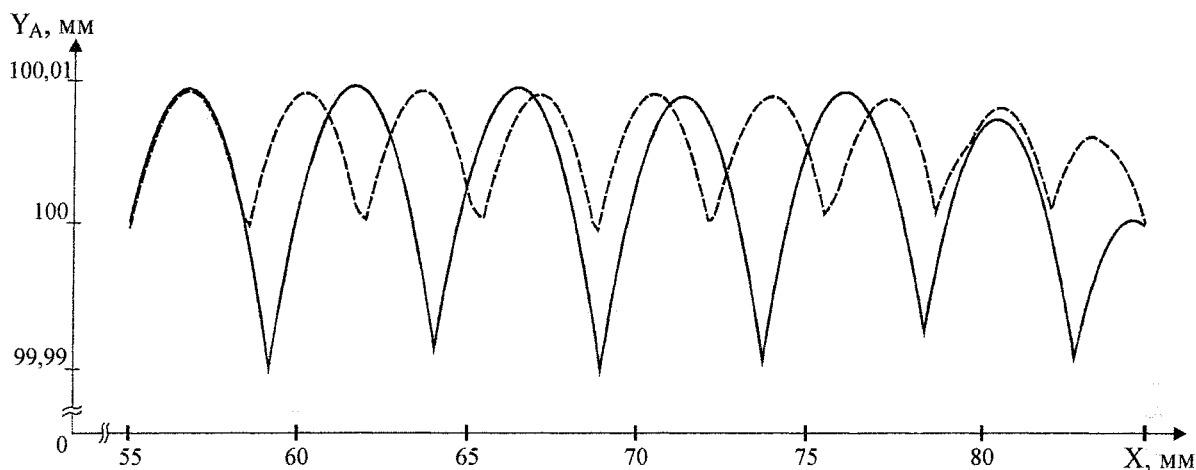


Рис. 8

Предложенный алгоритм формирования траектории, близкой к требуемой, может быть реализован и в более сложных механизмах с параллельной кинематической структурой.

Литература

1. Манипуляционные системы роботов / А.И. Корендясев, Б.Л. Саламандра, Л.И. Тывес и др.; Под общ. ред. А. И. Корендясева. – М.: Машиностроение, 1989. – 472 с.
2. Обработывающее оборудование нового поколения. Концепция проектирования / В.Л. Афонин, А.Ф. Крайнов, В.Е. Ковалев и др.; Под ред. В.Л. Афонина. – М.: Машиностроение, 2001. – 256 с.
3. Пространственные механизмы параллельной структуры / В.А. Глазунов, А.Ш. Колискор, А.Ф. Крайнев. – М.: Наука, 1991. – 95 с.
4. Смирнов В.А., Тверской М.М. Математическая модель трехкоординатного манипулятора с параллельной кинематической структурой // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2005. – Выпуск 7. – № 14(54). – С. 19–22.
5. Фокс А., Пратт М. Вычислительная геометрия. Применение в проектировании и на производстве: Пер. с англ. – М.: Мир, 1982. – 304 с.
6. Габасов Р., Кириллова Ф. М. Основы динамического программирования. – Минск: Изд-во БГУ им. В.И. Ленина, 1975. – 264 с.
7. Смирнов В.А., Федоров В.Б. Алгоритм управления механизмом с параллельной кинематической структурой // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2005. – Выпуск 7. – № 14(54). – С. 23–26.

РАСЧЕТ РЕСУРСА ДЕТАЛЕЙ ПРИ СЛУЧАЙНОМ НЕЗАВИСИМОМ МНОГОПАРАМЕТРИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ

А.А. Абызов, И.Я. Березин, О.С. Садаков

Приводится новая методика расчетной оценки долговечности деталей при многоцикловом усталостном повреждении, основанная на использовании структурной модели материала. Методика позволяет рассматривать случай многопараметрического нагружения при сложном напряженном состоянии с учетом рассеяния усталостных характеристик материала. Применение методики иллюстрируется на примере расчета тяжело нагруженных элементов машин, работающих в условиях взаимодействия со случайной средой.

На стадиях проектирования машин, предназначенных для работы в условиях интенсивного случайного нагружения, прогнозирование ресурса тяжело нагруженных узлов выполняется на основе результатов расчета усталостной долговечности деталей при действии случайных процессов изменения напряжений во времени.

В случаях линейного напряженного состояния эта задача решается достаточно просто: по функциям спектральных плотностей процессов изменения напряжений получают вероятностные законы распределения максимумов, преобразуют их в блоки нагружения и затем на основе применения гипотез суммирования усталостных повреждений определяют средние значения ресурса деталей [1]. Возможен также подход, в соответствии с которым проводится непосредственная схематизация процесса изменения напряжений одним из известных методов (максимумов, полных циклов и т. п.) и последующий расчет накопленного повреждения. При наличии информации о разбросе усталостных характеристик материала существующие теории позволяют получить более информативные характеристики надежности, например, функции вероятности безотказной работы деталей.

Наиболее сложным является случай, когда тяжело нагруженные детали испытывают действие плоского или объемного напряженных состояний. Известны методы расчета усталостной прочности для однопараметрического нагружения, когда компоненты тензора напряжений представляют собой случайные стационарные процессы с пропорциональным изменением значений. В этих случаях положение главных площадок остается неизменным во времени, что позволяет, используя общепринятые гипотезы, приводить амплитуды главных напряжений к эквивалентной амплитуде линейного напряженного состояния [2].

В инженерной практике часто имеют место случаи, когда действующие на деталь нагрузки представляют собой циклически изменяющиеся усилия со случайными амплитудами и точками приложения. Такое сочетание параметров соответствует случаю многопараметрического нагружения. При этом, очевидно, компоненты тензора напряжений изменяются синфазно, но с разным для каждого цикла нагружения коэффициентом пропорциональности, а главные площадки остаются неподвижными только в пределах одного нагружения, случайно изменяя свое положение от цикла к циклу. В работе [3] предложена методика расчета, в соответствии с которой в окрестности опасной точки задается совокупность фиксированных площадок, в каждом цикле определяются эквивалентные амплитуды напряжений и затем по какой-либо гипотезе суммирования вычисляются накопленные повреждения в текущем цикле нагружения. Предполагается, что повреждение в каждой из фиксированных площадок накапливается независимо и разрушение произойдет по площадке, накопившей наибольшее удельное повреждение. В работе [4] аналогичный подход применен к случаю, когда компоненты тензора напряжений представляют собой произвольные случайные процессы. При этом на каждой из площадок изменение нормальных и касательных напряжений происходит независимо, по случайным законам. В связи с этим возникает необходимость дополнительно принимать допущение при введении эквивалентного (расчетного) нагружения.

В данной работе предложен метод расчетной оценки усталостной долговечности в общем случае многопараметрического нагружения. Метод основан на использовании структурной модели материала [5] и модели накопления повреждений [6], первоначально разработанной для малоциклового усталости. Исходная идея модели состоит в том, что чисто обратимое деформирование не вносит повреждений, а усталость связана с микропластическими деформациями. Рассмотрим основные положения такого подхода [7].

Приращение накопленного повреждения определяется выражением

$$d\omega = K\nu^\beta d\lambda, \quad (1)$$

где K и β – постоянные коэффициенты, определяемые при идентификации модели; $d\lambda$ – параметр Удквиста; $\nu = p_*/r_*$, причем p_* – интенсивность изменения пластической деформации после последнего реверса, r_* – аналогичная интенсивность упругой деформации.

Значения $d\lambda$ и ν получают из решения краевой задачи с помощью структурной модели материала. Предполагается, что элементарный объем конструкции работает подобно набору подэлементов, поверхности текучести которых в девиаторном пространстве описываются сферами Мизеса различного радиуса. Деформации всех подэлементов считаются одинаковыми и равными деформации элемента. Для недеформированного тела центры поверхностей текучести находятся в начале координат. В процессе деформирования материала происходит перемещение точки e , соответствующей текущей деформации. Когда она достигает какой-либо поверхности текучести и стремится выйти за нее, происходит смещение центра этой поверхности таким образом, чтобы точка e все время находилась на поверхности. Это смещение представляет изменение неупругой деформации dp_k . Соответствующая методика расчета описана в работе [8]. В процессе деформирования материала расчет величины $d\lambda$ производится по формуле $d\lambda = \langle |dp_k| \rangle$, значение ν на каждом шаге нагружения определяется как функция числа сместившихся поверхностей текучести.

Рассматриваемый подход позволяет рассчитывать накопленное повреждение для произвольной траектории движения точки, соответствующей текущему значению деформации (т. е. в том числе и при многопараметрическом нагружении) и свободен от недостатков упомянутых выше методов. Возможность распространения этого подхода на случай многоциклового усталости подтверждается тем, что на диаграмме Веллера области ограниченной долговечности, соответствующие многоциклового и малоциклового разрушениям, являются различными участками одной и той же кривой. Очевидно, что в этом случае вместо пластических деформаций следует рассматривать микропластические деформации, возникающие при работе материала в практически упругой области и ответственные за накопление повреждений. Для расчета такой пластической деформации может быть использована диаграмма деформирования, описываемая формулой Рамбер–Осгуда [9]:

$$r = Ap^m, \quad (2)$$

где A и m – постоянные коэффициенты (характеристики материала), r и p – интенсивность упругой и пластической деформации. Параметры формулы A и m могут быть определены по обычным механическим характеристикам – пределу текучести и пределу прочности.

Для идентификации модели накопления повреждений (1) обычно приравнивают повреждение, рассчитанные с помощью модели и формулы Коффина. В последующем принимается допущение о том, что для получения адекватных результатов в рассматриваемом случае параметры этой формулы необходимо определять, исходя из параметров кривой Веллера, связывающей амплитуду напряжений σ_a в симметричном цикле нагружения и число циклов до разрушения в случае многоциклового усталости.

Расчет накопленного повреждения выполняется для процессов изменения компонентов тензора напряжений, заданных в виде массивов значений. Каждое значение соответствует определенному моменту времени, изменяющемуся с постоянным шагом Δt . Затем из компонентов тензора напряжений получают значения компонентов девиатора деформаций. Поскольку рассматривается работа конструкции в области многоциклового усталости, когда напряжения значительно меньше предела текучести, для расчета деформаций можно использовать соотношения теории упругости. Для каждого шага нагружения определяют смещение центров поверхностей текучести в девиаторном пространстве и, следовательно, величины ν_i , $\Delta\lambda_i$.

Расчет и конструирование

Описанная модель не учитывает влияние среднего напряжения на накопленное повреждение. В то же время известно, что такое влияние может быть существенным. В [10] предложена модифицированная модель накопления повреждений, учитывающая влияние среднего напряжения. В соответствии с ней приращение накопленного повреждения на каждом i -м шаге нагружения определяется выражением

$$\Delta\omega_i = K \cdot v_i^\beta \cdot \Delta\lambda_i \cdot (1 + k_0 \cdot \sigma_0 / \sigma_{0T})^{t_0}, \quad (3)$$

где σ_0 – среднее напряжение, σ_{0T} – среднее напряжение, соответствующее пределу текучести, k_0 и t_0 – безразмерные коэффициенты, определяемые при идентификации модели. Накопленное повреждение ω рассчитывается как сумма повреждений на каждом шаге нагружения:

$$\omega = \sum_i \Delta\omega_i.$$

Критерием разрушения (возникновения усталостной трещины) служит условие $\omega=1$. Если, например, выполняется расчет долговечности детали какой-либо мобильной машины, а используемые при расчете ω процессы изменения напряжений соответствуют одному километру пробега, то средний ресурс этой детали (в км) определяется выражением

$$L_{cp} = \left[\sum_i \Delta\omega_i \right]^{-1}. \quad (4)$$

Процедура идентификации модели на основании механических характеристик материала (предела текучести, модуля упругости и коэффициента Пуассона), а также усталостных характеристик детали (предела выносливости σ_{-1} , базового числа циклов N_0 и параметра наклона кривой Веллера m_B) приведена в работах [7, 10]. Там же представлены результаты проверки адекватности модели при гармоническом и случайном нагружении. Сопоставление величин долговечности, рассчитанных с помощью модели, с экспериментальными данными для случаев одноосного и плоского напряженных состояний продемонстрировало их удовлетворительное соответствие.

Описанная модель накопления повреждений позволяет получить оценку средней долговечности детали. Однако известно, что характеристики усталостной прочности характеризуются большим рассеянием. В связи с этим при расчетной оценке ресурса необходимо оценивать его отклонение от среднего значения. Для решения этой задачи могут быть использованы различные подходы, например, метод Монте-Карло.

Рассмотрим подход, позволяющий учесть наиболее значимый фактор – рассеяние предела выносливости детали σ_{-1} . Среди коэффициентов выражения (3), определяемых при идентификации модели, от предела выносливости зависит только коэффициент K . Эта зависимость имеет следующий вид:

$$K = F \cdot (\sigma_{-1})^{-m_B},$$

где F – коэффициент, не зависящий от σ_{-1} . Таким образом, в соответствии с (3) и (4) средний ресурс детали определяется выражением

$$L_{cp} = (\sigma_{-1})^{m_B} \cdot \left[F \cdot \sum_i v_i^\beta \cdot \Delta\lambda_i \cdot (1 + k_0 \cdot \sigma_0 / \sigma_{0T})^{t_0} \right]^{-1}.$$

Анализ этого выражения показывает, что в случае, когда предел выносливости детали σ_{-1} имеет нормальное распределение, рассеяние ее долговечности подчинено логарифмически нормальному распределению. В соответствии с [1] в этом случае оценка среднеквадратического отклонения логарифма долговечности может быть получена по формуле

$$\sigma_{\lg L} = 0,43 m_B v_{\sigma_{-1}},$$

где $v_{\sigma_{-1}}$ – коэффициент вариации предела выносливости детали. Функция надежности описывается выражением

$$P(\lg L) = 1 - (\lg L_{cp} + u_F \sigma_{\lg L}),$$

где u_F – квантиль нормального распределения.

В настоящей статье применение рассматриваемой методики иллюстрируется на примере прогнозирования долговечности и обеспечения надежности тяжело нагруженных деталей ходо-

вой части скоростной снегоболотоходной машины нового поколения ТМ-120, выпускаемой Курганским машиностроительным заводом. Особенностью ходовой части машины высокой проходимости является применение широких гусениц, что приводит к значительному увеличению поперечного вылета балансиров, которые для уменьшения веса выполнены в виде тонкостенных сварных конструкций. Отмеченные особенности резко увеличивают их напряженность, в связи с чем при испытаниях опытных образцов ТМ-120 наблюдались частые усталостные разрушения стебля балансира в области головки (рис. 1). Для исключения поломок в конструкцию балансиров был внесен ряд изменений: введены усиливающие накладки в области головки и внутренняя поперечная перегородка, а для крайних подвесок – и внутренние продольные ребра в области изгиба. Для оценки эффективности этих изменений было выполнено сравнительное расчетное исследование долговечности исходного и усиленного вариантов балансиров.

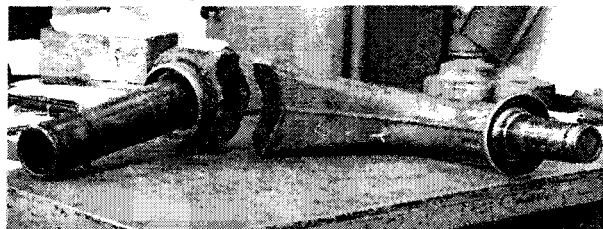


Рис. 1. Разрушенный балансир

Для получения оценки долговечности балансиров использовалась методика имитационного моделирования испытаний [11]. Методика основана на использовании комплекса специальных пакетов вычислительных

программ, предназначенных для моделирования процесса движения транспортной машины в условиях реальной эксплуатации. В результате расчетов получают функции силового и кинематического взаимодействия элементов ходовой системы, определяющие процесс их многопараметрического случайного нагружения. При этом используется математическая модель, описывающая связанную существенно нелинейную динамическую систему «силовая установка – подвесочный корпус – ходовая система – случайная внешняя среда».

В качестве исходных данных для модели задаются:

- динамические свойства исследуемой машины (весовые и геометрические параметры, упруго-вязкие характеристики подвески и гусеницы, тяговая и тормозная характеристики силовой установки и др.);
- условия эксплуатации (случайный микропрофиль местности, дорожная кривизна, скорости движения на характерных участках местности и др.).

С помощью специальной программы функция скорости движения машины по трассе изменяется в соответствии с дорожными условиями.

Принятый в расчетных исследованиях продольный микропрофиль местности соответствует типовым условиям эксплуатации снегоболотоходных машин. Учет боковых нагрузок на балансиры, возникающих при прохождении гусеничной машиной криволинейных участков трассы, выполнен путем дополнительного наложения на продольный микропрофиль дорожной кривизны, случайные характеристики которой для условий эксплуатации гусеничных машин приняты в соответствии с рекомендацией [12].

В результате моделирования движения гусеничных машин по местности в качестве выходных процессов получают процессы изменения во времени силовых и кинематических параметров (перемещений, скоростей и ускорений, усилий в подвесках и гусенице, наличие пробоев подвески и др.), в том числе процессы изменения сил, действующих на опорные катки машины.

Силы, действующие на каждый из опорных катков, представлены в виде трех составляющих (F_x , F_y , F_z) (рис. 2, а) в системе координат xyz , связанной с корпусом машины. В связи с тем, что в процессе движения угол α непрерывно изменяется во времени, усилия, действующие на каток, также непрерывно меняют ориентацию по отношению к балансиру. Поэтому введем систему координат XYZ , связанную с балансиром (рис. 2, б), центр которой находится посередине оси катка. Плоскость XZ совпадает с плоскостью балансира, а ось Y ей перпендикулярна. Теперь внешние нагрузки F_x , F_y , F_z могут быть приведены к пяти силовым факторам P_x , P_y , P_z , M_x и M_z , неподвижным по отношению к телу балансира:

$$P_z(t) = F_x(t)\sin(\alpha(t)) + F_z(t)\cos(\alpha(t)), \quad P_x(t) = -F_z(t)\sin(\alpha(t)) + F_x(t)\cos(\alpha(t)),$$

$$P_y(t) = F_y(t), \quad M_x(t) = F_y(t)R\cos(\alpha(t)), \quad M_z(t) = F_y(t)R\sin(\alpha(t)),$$

где R – радиус опорного катка.

Расчет и конструирование

Таким образом, в процессе моделирования движения машины по местности процессы изменения во времени сил F_x , F_y , F_z и угла α могут быть пересчитаны в процессы изменения нагрузок P_x , P_y , P_z , M_x и M_z .

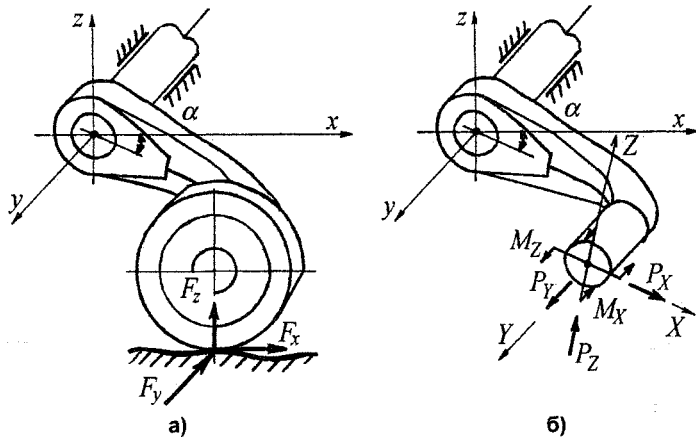


Рис. 2. Нагрузки, действующие на балансир

ра без ребер от действия единичного усилия P_x .

Анализ напряженного состояния позволил выделить опасные зоны:

- зона головки балансира, у сварного шва накладке на наружной поверхности балансира;
- зона головки балансира, у сварного шва накладке на внутренней поверхности балансира;
- зона изгиба тела балансира к оси катка.

В каждой из названных зон анализировалось напряженное состояние в ряде точек: были определены компоненты напряжений $\sigma_{\xi n}$, $\sigma_{\eta n}$, $\tau_{\xi\eta n}$ от действия каждого из единичных усилий P_x , P_y , P_z , M_x и M_z , (ξ и η – оси, лежащие в плоскости n -го конечного элемента). В результате на первом этапе расчета для каждой опасной точки была подготовлена матрица значений компонент напряженного состояния от действия каждой из единичных нагрузок.

Текущее значение компонент напряжений в каждой из опасных точек определяется как линейная комбинация:

$$\sigma_{\xi n}(t) = \sigma_{\xi n}^{P_x=1} \cdot P_x(t) + \sigma_{\xi n}^{P_y=1} \cdot P_y(t) + \sigma_{\xi n}^{P_z=1} \cdot P_z(t) + \sigma_{\xi n}^{M_x=1} \cdot M_x(t) + \sigma_{\xi n}^{M_z=1} \cdot M_z(t),$$

$$\sigma_{\eta n}(t) = \sigma_{\eta n}^{P_x=1} \cdot P_x(t) + \sigma_{\eta n}^{P_y=1} \cdot P_y(t) + \sigma_{\eta n}^{P_z=1} \cdot P_z(t) + \sigma_{\eta n}^{M_x=1} \cdot M_x(t) + \sigma_{\eta n}^{M_z=1} \cdot M_z(t),$$

$$\tau_{\xi\eta n}(t) = \tau_{\xi\eta n}^{P_x=1} \cdot P_x(t) + \tau_{\xi\eta n}^{P_y=1} \cdot P_y(t) + \tau_{\xi\eta n}^{P_z=1} \cdot P_z(t) + \tau_{\xi\eta n}^{M_x=1} \cdot M_x(t) + \tau_{\xi\eta n}^{M_z=1} \cdot M_z(t).$$

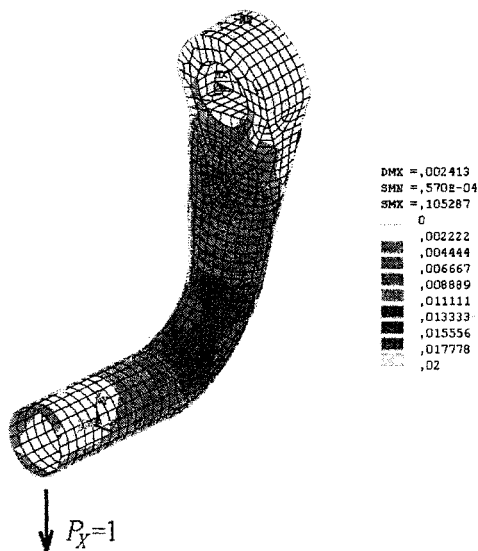


Рис. 3. Распределение эквивалентных напряжений

Рассмотрим методику определения процессов изменения напряжений в различных точках балансира. Расчет мгновенных значений напряжений выполнен с применением стандартного пакета МКЭ с помощью оболочечных конечных элементов. На первом этапе расчетов были определены компоненты напряженного состояния во всех элементах от действия единичных усилий P_x , P_y , P_z , M_x и M_z . В качестве примера на рис. 3 представлена картина распределения эквивалентных напряжений для балансира

Таким образом, с помощью комплексной программы для ПК, объединяющей задачу динамики движения машины с расчетом напряжений, удастся получить реализации случайных процессов изменения во времени компонент напряжений в каждой опасной точке при движении машины по каждому из участков трассы с типовым микропрофилем.

Анализ полученных реализаций процессов изменения компонент напряженного состояния в опасных точках балансира показал, что это коррелированные случайные процессы. Отмеченный эффект объясняется тем, что при движении машины балансир испытывает воздействие случайных нагрузок $F_x(t)$, $F_y(t)$, $F_z(t)$; в то же время угол поворота балансира относительно корпуса машины $\alpha(t)$ изменяется по случайному закону. Экстремальные значения напряжений достига-

ются в одни и те же моменты времени, при этом изменение угла, характеризующего положение главных площадок, достигает 30° . Фрагмент процессов изменения главных напряжений $\sigma_{Гл}^I, \sigma_{Гл}^II$ и угла наклона главной площадки β при движении по одной из трасс приведен на рис. 4.

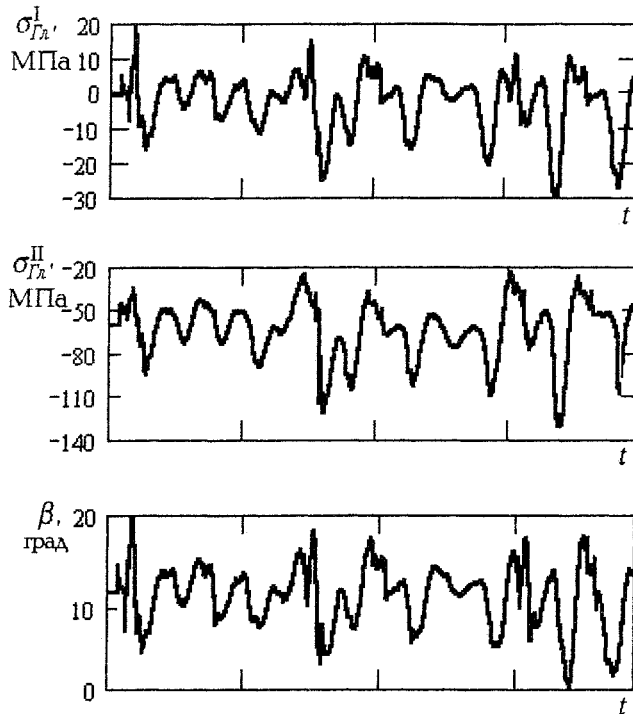


Рис. 4. Графики изменений главных напряжений и угла наклона главной площадки

где k_j – относительная протяженность участков трассы с j -м микропрофилем. В качестве значения среднего ресурса балансира по критерию зарождения усталостной трещины принимают наименьшее из значений, полученных для всех рассматриваемых точек.

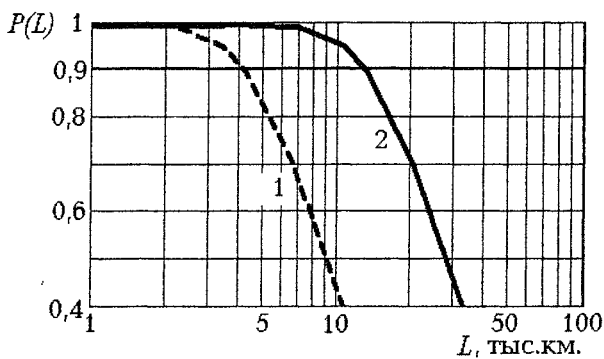


Рис. 5. Функции надежности балансира:
1 – исходный вариант;
2 – усиленный вариант конструкции балансира

раза, что удовлетворительно согласуется с результатами опытной эксплуатации модернизированных машин.

Литература

1. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. – М.: Машиностроение, 1993 г. – 363 с.
2. Серенсен С.В. Об условиях прочности при переменных нагрузках для плоского и объемного напряженных состояний // Инженерный сборник. – 1941. – Т. 1, вып. 1. – С. 13–34.

Расчеты оценки ресурса выполнялись с помощью описанной выше методики. Процессы изменения нормальных и касательных напряжений $\sigma_{\xi n}^{(j)}(t), \sigma_{\eta n}^{(j)}(t), \tau_{\xi \eta n}^{(j)}(t)$ для каждой n -й опасной точки, соответствующие движению машины по участку трассы с j -м типовым микропрофилем длиной 1 км, пересчитывались в процессы изменения компонент девиатора и среднего напряжения. Затем с использованием выражений (3) и (4) по описанной выше методике рассчитывалась доля усталостного повреждения $\omega_n^{(j)}$, накопленного на километр пробега. Средний ресурс (в км) при движении по типовой трассе, содержащей участки с различными микропрофилями, рассчитывался по формуле

$$L_{срn} = \left[\sum_j k_j \omega_n^{(j)} \right]^{-1},$$

В соответствии с описанной методикой определены функции надежности для первоначального и модифицированного вариантов конструкций балансиров (рис. 5). В качестве исходных данных использовались усталостные характеристики стали 30ХГСА, имеющей коэффициент вариации предела выносливости $\mathcal{G}_{\sigma_{-1}} = 0,1$; наличие сварных швов учитывалось ведением соответствующих коэффициентов концентрации. Анализ полученных результатов показывает, что гаммапроцентный ресурс ($\gamma = 90\%$) новой конструкции повысился в 3

3. Березин И.Я. Расчетная оценка долговечности деталей при нестационарном сложном напряженном состоянии // Тр. ЧПИ. – 1974. – Вып. № 139. – С. 25–29.
4. Гусев А.С. Сопротивление усталости и живучесть конструкций при случайных нагрузках. – М.: Машиностроение, 1989. – 248 с.
5. Гохфельд Д.А., Садаков О.С. Пластичность и ползучесть при переменных нагрузениях. – М.: Машиностроение, 1984. – 325 с.
6. Gokhfeld D.A., Kononov K.M., Poroshin V.B., Sadakov O.S. Coupled Mathematical Models for Cyclic Inelastic Deformation and Damage Accumulation Processes // Trans. 10th Int. Conf. on Structural Mechanics in Reactor Technology (Anaheim, USA, 1989), Vol. L. – P. 19–24.
7. Абызов А.А., Садаков О.С. Применение структурной модели для оценки усталости при многопараметрическом случайном воздействии // Вестник ЮУрГУ. Серия «Математика, физика, химия». – 2005. – Вып. 5. – № 2(42). – С. 73–79.
8. Гохфельд Д.А., Садаков О.С. Модификации деформационной теории. Принцип подобия при непропорциональном нагружении // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2001. – № 6. – С. 16–24.
9. Механические свойства сталей и сплавов при нестационарном нагружении. Справочник // Д.А. Гохфельд, Л.Б. Гецов, К.М. Кононов и др. – Екатеринбург: УрО РАН, 1996. – 408 с.
10. Абызов А.А., Садаков О.С., Фельк Н.О. Модель накопления усталостного повреждения при произвольной истории напряжений. Идентификация и верификация. // Вестник ЮУрГУ. Серия «Математика, физика, химия». – 2005. – Вып. 6. – С. 72–76.
11. Березин И.Я., Абызов А.А. Моделирование процесса эксплуатации при имитационных ресурсных испытаниях мобильной техники // Техника и технологии строительства и эксплуатации автомобильных дорог: Сб. науч. тр. МАДИ (ТУ); УФ МАДИ (ТУ). – М., 2000. – С. 56–74.
12. Савочкин В.А., Дмитриев А.А. Статистическая динамика транспортных и тяговых гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1993. – 235 с.
13. Применение методики имитационных ресурсных испытаний для оценки ресурса тяжело нагруженных элементов движителя быстроходных гусеничных машин / Абызов А.А., Березин И.Я., Бывальцев В.И. и др. // Инженерная защита окружающей среды в транспортно-дорожном комплексе: Сб. науч. тр. МАДИ (ГТУ). – М., 2002. – С. 143–154.

О ПРИМЕНЕНИИ МЕТОДА ДАЛАМБЕРА К СОСТАВЛЕНИЮ УРАВНЕНИЙ КРИВОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Б.М. Позин, И.П. Трояновская

В статье на основе общей теории движения плоского тела определяются границы применимости метода Даламбера к составлению уравнений криволинейного движения транспортных машин и других средств.

При описании движения транспортной машины в режиме поворота на первом месте стоит задача составления уравнений её движения. Уравнения движения составляются с использованием различных методов механики: в виде уравнений Даламбера [1, 4, 5, 9], Лагранжа 1 и 2 рода [5, 8, 9] или Аппеля [3]. Если описание движения в форме уравнений Лагранжа и Аппеля возражений не вызывает, то применение уравнений в форме Даламбера требует некоторой осторожности. Дело в том, что в методе Даламбера центральное место занимает определение сил инерции, для вычисления которых требуется знание ускорения центра масс машины \vec{a} . Модуль нормальной a_n и тангенциальной a_t составляющих обычно вычисляются по формулам

$$a_n = \omega^2 R = \frac{V^2}{R}, \quad a_t = \varepsilon R, \quad (1)$$

где ω, ε – угловая скорость и угловое ускорение машины соответственно; R – радиус поворота (расстояние от центра масс до мгновенного центра скоростей); V – модуль скорости центра масс.

Использование этих формул правомерно лишь в том случае, когда мгновенные центры скоростей и ускорений совпадают, и тогда здесь же находится центр кривизны траекторий точек тела. Верно и обратное утверждение: если мгновенный центр скоростей совпадает с центром кривизны какой-либо точки, то здесь же находится и мгновенный центр ускорений.

Однако в общем случае плоского движения тела его точки движутся по различным траекториям, имеющим переменные радиусы кривизны, центры которых не совпадают. Не совпадают они также с мгновенными центрами скоростей и ускорений тела.

Рассмотрим для примера движение колеса, катящегося с постоянной скоростью по прямой линии (рис. 1). Здесь центр скоростей колеса находится в точке P_v , мгновенный центр ускорений – в точке P_a , а центры кривизны траекторий соответствующих точек – O_s, O_w, O_c [2]. Естественно, что радиус кривизны траектории центра масс не равен его расстоянию до мгновенного центра скоростей и использование формул (1) для определения составляющих Даламберовых сил инерции неправомерно. Точно также не всегда оправдано применение этих формул при описании криволинейного движения транспортных машин.

У транспортных машин существует класс движений, допускающий применение формул (1) при использовании метода Даламбера. Однако существует также класс движений, когда такой подход не применим и, более того, существуют транспортные средства, движение которых не описывается уравнениями Даламбера, по крайней мере, в той форме в которой они применяются в теории транспортных машин.

Рассмотрим этот вопрос подробнее.

Пусть в данный момент времени тележка забегающей гусеницы (колесо) транспортной машины в режиме криволинейного движения имеет теоретическую скорость V_t . При наличии буксования δ её действительная скорость равна $V_t - V_\delta$, а центр скольжения опорной площадки гусеницы

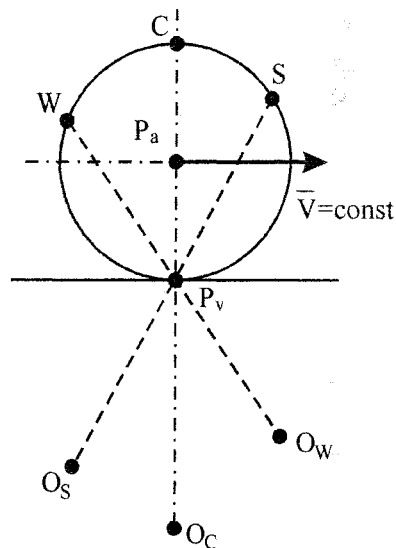


Рис. 1

Расчет и конструирование

находится в точке С (рис. 2). Согласно теореме ортогональности точка С и центр поворота машины О лежат на общем перпендикуляре к плоскости качения гусеницы [7]. Пусть плоскость качения гусеницы пересекается с перпендикуляром ОС в точке А₁, лежащей на средней линии опорной площадки гусеницы. Перемещение точки корпуса А, совпадающей в данный момент с точкой А₁, за элементарный промежуток времени dt равно

$$ds_A = \rho_A d\varphi,$$

где ρ_A – радиус кривизны траектории точки А; $d\varphi$ – элементарный угол поворота касательной к траектории точки.

С другой стороны, точка А с учетом буксования гусеницы по грунту проходит элементарный путь

$$ds_A = (V_t - V_\delta) dt.$$

Поскольку [6] $V_\delta = \omega_t(CA)$, где ω_t – угловая скорость поворота корпуса машины, то $\rho_A d\varphi = \omega_t(OA) dt$.

При обкатывании средней линии опорной площадки по кривой угол поворота машины равен углу поворота гусеницы и, следовательно, углу поворота касательной к траектории точки касания:

$$\omega_t dt = d\varphi.$$

Отсюда $\rho_A = OA$.

Результат можно сформулировать в виде следующей теоремы.

Теорема 1. Центр кривизны траектории точки пересечения центральной плоскости качения гусеницы (колеса) и перпендикуляра из центра поворота машины на эту плоскость совпадает с центром поворота машины.

Покажем, что таким свойством обладают все точки корпуса указанного перпендикуляра.

Возьмём на линии ОА точку М (рис. 3). Радиус кривизны траектории этой точки ρ_M можно найти, зная её скорость

V_M и нормальное ускорение a_M^n :

$$\rho_M = \frac{V_M^2}{a_M^n}. \quad (2)$$

С другой стороны, полное ускорение точки \vec{a}_M записывается как векторная сумма ускорения точки А, взятой в качестве полюса \vec{a}_A , и ускорения точки М во вращательном движении ее вокруг полюса \vec{a}_{MA} :

$$\vec{a}_M = \vec{a}_A + \vec{a}_{MA} = \vec{a}_A^n + \vec{a}_A^\tau + \vec{a}_{MA}^n + \vec{a}_{MA}^\tau,$$

где $a_A^n = \omega_t^2(OA)$, $a_A^\tau = \epsilon_t(OA)$ – модули нормальной и тангенциальной составляющих ускорения полюса А; $a_{MA}^n = \omega_t^2(MA)$, $a_{MA}^\tau = \epsilon_t(MA)$ – модули составляющих ускорения в движении вокруг полюса; ϵ_t – угловое ускорение машины.

Нормальное ускорение точки М есть проекция \vec{a}_M на направление ОА:

$$a_M^n = \omega_t^2(OA - MA) = \omega_t^2(OM). \quad (3)$$

Из (2) и (3) получаем $\rho_M = OM$. Таким образом, имеем следующую теорему.

Теорема 2. При повороте гусеничной (колесной) машины мгновенный центр скоростей машины О является центром кривизны траекторий всех точек корпуса, лежащих на перпендикуляре, опущенном из этого центра на плоскость качения гусеницы (колеса).

Найдём теперь радиус кривизны произвольной точки корпуса (рис. 4). Возьмем точку N на перпендикуляре к ОМ. Ее ускорение

$$\vec{a}_N = \vec{a}_M + \vec{a}_{NM} = \vec{a}_M^n + \vec{a}_M^\tau + \vec{a}_{NM}^n + \vec{a}_{NM}^\tau, \quad (4)$$

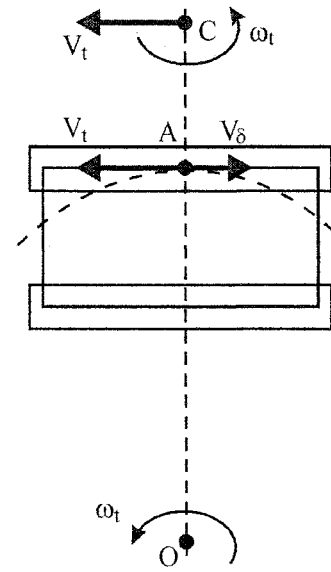


Рис. 2

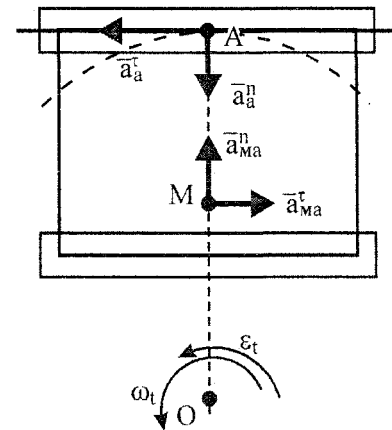


Рис. 3

где $a_M^n = \omega_t^2(OM)$, $a_M^\tau = \varepsilon_t(OM)$, $a_{NM}^n = \omega_t^2(NM)$, $a_{NM}^\tau = \varepsilon_t(NM)$. Спроецируем (4) на ON:

$$a_N^n = a_M^n \cos \alpha + a_M^\tau \sin \alpha + a_{NM}^n \sin \alpha - a_{NM}^\tau \cos \alpha. \quad (5)$$

Из треугольника ΔONM можно записать:

$$\cos \alpha = \frac{OM}{ON}, \quad \sin \alpha = \frac{NM}{ON}. \quad (6)$$

Подставим в (5) значения всех составляющих ускорения и (6):

$$a_N^n = \omega_t^2 \frac{(OM)^2}{ON} + \varepsilon_t \frac{(NM)(OM)}{ON} + \omega_t^2 \frac{(NM)^2}{ON} - \varepsilon_t \frac{(NM)(OM)}{ON},$$

$$a_N^n = \frac{\omega_t^2}{ON} \left((OM)^2 + (NM)^2 \right),$$

$$a_N^n = \frac{\omega_t^2}{ON} (ON)^2 = \omega_t^2(ON).$$

Поскольку

$$a_N^n = \omega_t^2 \rho_N,$$

где $\rho_N = ON$ – радиус кривизны траектории точки N, то мгновенный центр скоростей O машины совпадает с центром кривизны траектории произвольной точки корпуса и мгновенным центром ускорений машины.

Теорема 3. Радиус кривизны траектории произвольной точки корпуса при криволинейном движении гусеничной или колесной машины совпадает с центром её поворота.

Ввиду того, что существенным моментом в доказательстве теоремы является наличие опорного элемента, движущегося с обкаткой по произвольной кривой, она, как и теорема ортогональности [7], справедлива при наличии хотя бы одной катящейся гусеницы (колеса).

При всех заторможенных колесах, когда отсутствует движение с обкаткой, условия теоремы не выполнены и центр поворота машины, вообще говоря, не совпадает с ее центром ускорений и центрами траекторий ее точек. Следовательно, применение метода Даламбера в принятой для описания движения транспортных машин форме в этих случаях не оправдано, что подтверждается приведенным выше примером. Таким образом, движение машины при заносе с заторможенными колёсами не описывается общепринятыми уравнениями в форме Даламбера.

Более того, существует целый класс транспортных средств с неподвижными относительно корпуса опорными элементами, например сани, когда при использовании метода Даламбера необходимо искать другие формы записи сил инерции.

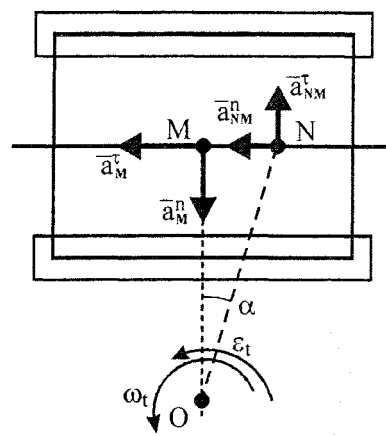


Рис. 4

Литература

1. Благодравов А.А., Держанский В.Б. Динамика управляемого движения гусеничной машины. – Курган, 1995. – 162 с.
2. Веселовский И.Н. Курс механики. – М.-Л.: Изд-во ГТТИ, 1951. – 611 с.
3. Гуськов В.В., Опейко А.Ф. Теория поворота гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1984 – 166 с.
4. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1975. – 448 с.
5. Никитин А.О., Сергеев Л.В. Теория танка. – М.: Издание Академии бронетанковых войск, 1962. – 584 с.
6. Опейко Ф.А. Колёсный и гусеничный ход. – Минск, 1960. – 228 с.
7. Позин Б.М., Трояновская И.П. Кинематические соотношения при взаимодействии движителя с грунтом при повороте // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2005. – Вып. 7. – № 14(54). – С. 93–96.
8. Старцев А.В. Повышение эффективности использования полноприводных тракторных транспортных агрегатов путём улучшения устойчивости движения: Дис. ... докт. техн. наук. – Челябинск, 1999. – 354 с.
9. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1970. – 176 с.

МЕХАНИЗМ СВОБОДНОГО ХОДА РЕЛЕЙНОГО ТИПА

С.В. Алюков

Описываются новые перспективные конструкции механизмов свободного хода. В этих конструкциях через заклинивающие элементы механизмов передается только часть вращающего момента, а основная его часть передается через фрикционные поверхности, что позволяет разгрузить заклинивающие элементы и значительно повысить надежность и долговечность механизмов свободного хода по сравнению с известными схемами. Проведено исследование перераспределения величины крутящего момента, передаваемого через заклинивающие элементы и фрикционные дисковые поверхности. Показана принципиальная возможность снижения величины передаваемого момента через заклинивающие элементы в десятки и сотни раз.

Механизмы свободного хода являются устройствами для передачи вращательного движения лишь в одном направлении. Эти механизмы широко используются в машиностроении, например, в гидротрансформаторах (установка реакторного узла), в импульсных бесступенчатых передачах, инерционных автоматических трансформаторах вращающего момента, в электро-стартерных системах запуска двигателей, в приводе различных металло- и деревообрабатывающих станков и в других подобных механизмах, где передача вращающего момента осуществляется только в одном направлении и только при одинаковых скоростях вращения ведущего и ведомого звеньев.

К сожалению, существующие конструкции механизмов свободного хода отличаются недостаточной надежностью и долговечностью и, во многих случаях, лимитируют надежность всего привода в целом. Так, например, в стартерных системах запуска двигателя механизм свободного хода приходится заменять несколько раз за время эксплуатации автомобиля. Именно недостаточная долговечность механизмов свободного хода сдерживает широкое применение инерционных автоматических бесступенчатых механических передач, обладающих целым рядом преимуществ по сравнению с передачами других типов.

Существует множество различных конструкций механизмов свободного хода [1]: роликовые (рис. 1), эксцентриковые, храповые, пружинные и т.д. Но, несмотря на такое разнообразие конструкций и большие усилия по созданию надежных механизмов свободного хода [2–5], эти механизмы по-прежнему остаются самыми слабыми звеньями во многих приводных системах. Поэтому создание надежного механизма свободного хода является актуальной проблемой машиностроения.

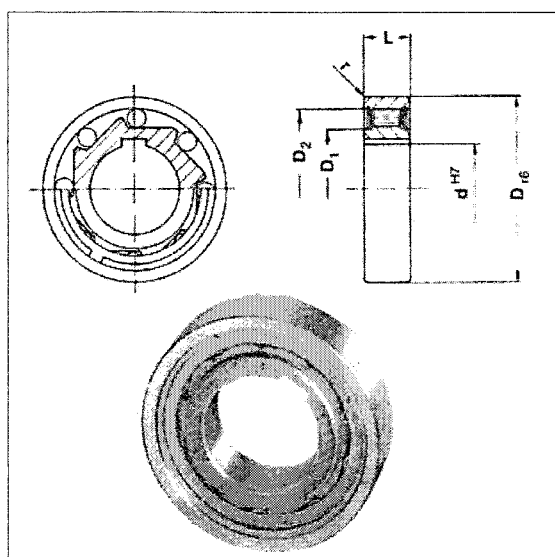


Рис. 1. Роликовый механизм свободного хода

В механизмах свободного хода фрикционного типа, работающих на основе сил трения, контакт заклинивающих элементов с ведущей и ведомой обоймами часто происходит по линии, что приводит к большим контактным напряжениям и, как следствие, к быстрой потере работоспособности механизмов. Поэтому были разработаны конструкции механизмов свободного хода, в которых передача вращающего момента происходит по поверхности. Например, автором были разработаны конструкции механизма свободного хода [6], в которых крутящий момент передается по фрикционным торцевым плоскостям ведущего и ведомого валов. Одна из модификаций такого механизма свободного хода изображена на рис. 2.

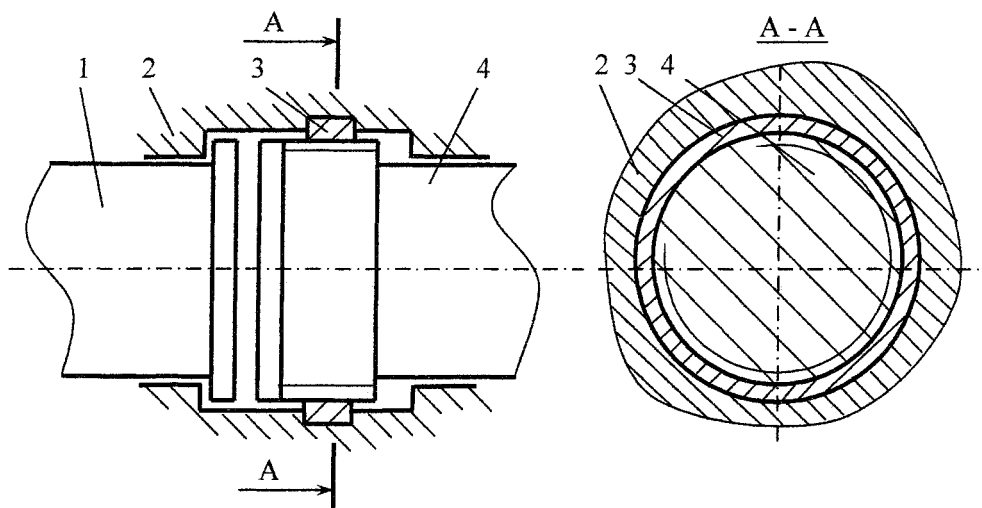


Рис. 2. Механизм свободного хода с контактом по фрикционным плоскостям

В этом механизме свободного хода гайка 3 навинчена на резьбовую часть ведущего вала 4 и установлена в корпусе 2 с некоторым натягом, но с возможностью проворота при приложении некоторой величины крутящего момента.

При вращении ведущего вала 4 в направлении рабочего хода происходит осевое перемещение вала 4 в сторону ведомого вала 1. При этом гайка 3 неподвижна относительно корпуса 2, т.к. установлена с гарантированным натягом. Соединение «винт – гайка» работает как винтовая передача, происходит выборка зазора между торцевыми плоскостями ведущего вала 4 и ведомого вала 1. Осевое перемещение происходит до тех пор, пока торцевая плоскость вала 4 не упрется в торцевую плоскость вала 1. Так как вал 1 не допускает осевого перемещения, то дальнейшее осевое перемещение становится невозможным. Поэтому вращающий момент, действующий на валу 4, преодолевает момент трения, образованный натягом гайки 3, и вызовет вращение гайки 3 в корпусе 2. При этом вал 4, гайка 3 и ведомый вал 1 будут вращаться как одно целое. Происходит передача вращающего момента с ведущего вала на ведомый вал.

При изменении направления вращения ведущего вала 4 гайка 3 остается в корпусе 2 неподвижной за счет величины гарантированного натяга. Соединение вала 4 с гайкой 3 работает как винтовая передача. Ведущий вал отходит от ведомого вала 1. Между торцевыми фрикционными поверхностями валов образуется зазор. Вращающий момент с ведущего вала на ведомый передаваться не будет. Осевое перемещение вала 4 происходит до тех пор, пока не произойдет выборка резьбовой части этого вала. Дальнейшее осевое перемещение вала 4 становится невозможным, поэтому вращающий момент, действующий на ведущий вал 4, преодолеет момент сопротивления вращению гайки 3 от натяга. Гайка 3 начнет вращаться вместе с валом 4 в корпусе 2 как одно целое. Так осуществляется свободный ход.

Главным недостатком рассмотренной схемы механизма свободного хода является пробуксовка гайки 3 в корпусе 2 в моменты прямого и обратного хода и все отрицательные моменты, связанные с этой пробуксовкой. Для устранения этого недостатка автор разработал конструкции механизмов свободного хода [7], работающих по релейному принципу, а именно: через заклинивающие элементы свободного хода передается только часть нагрузки. Основная часть крутящего момента (нагрузки) передается, минуя заклинивающие элементы. Такое конструктивное решение позволяет разгрузить механизмы свободного хода в десятки и сотни раз. Принцип действия

Расчет и конструирование

разработанного механизма свободного хода аналогичен работе электрического реле, когда через слабую электрическую схему передается лишь ток малой мощности, но это приводит к срабатыванию основной электрической цепи, способной надежно передавать главный поток электрической энергии.

На рис. 3 изображена одна из предложенных схем механизмов свободного хода релейного типа.

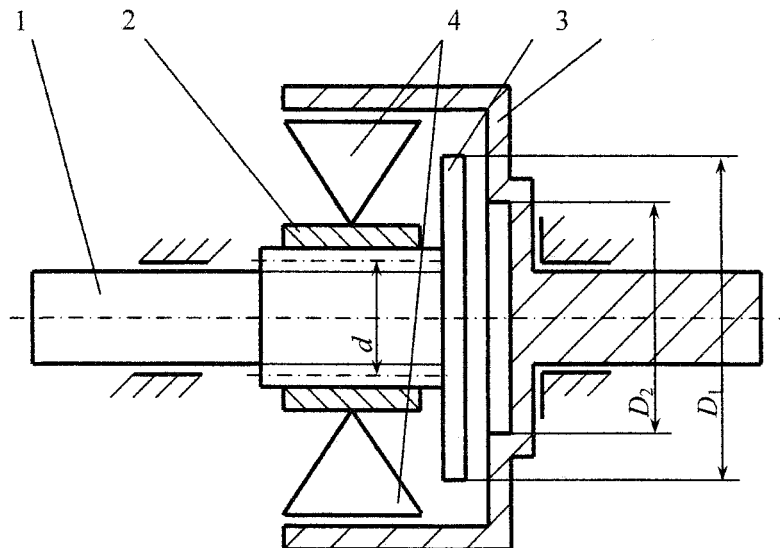


Рис. 3. Схема механизма свободного хода релейного типа

На ведущем валу 1, установленном с помощью передачи «винт – гайка» во внутренней обойме 2 механизма свободного хода, закреплен фрикционный диск 3. Заклинивающие элементы 4 взаимодействуют с наружной обоймой 5 механизма свободного хода, связанной с ведомым валом.

На рис. 3 обозначения D_1 , D_2 введены для наружного и внутреннего диаметров фрикционной поверхности контакта звеньев 3 и 5; через d обозначен средний диаметр винтовой нарезки.

Передача «винт – гайка» может быть выполнена в виде винтовой передачи любого типа, например, в виде винтовой передачи скольжения, шариковой винтовой передачи, планетарной винтовой передачи. Наиболее эффективным представляется использование шариковой винтовой передачи, которая имеет высокую нагрузочную способность, большую долговечность, высокую осевую жёсткость, плавность хода, высокий коэффициент полезного действия (0,85...0,95), надёжность при работе на высоких скоростях.

Заклинивающие элементы также могут соответствовать любой известной схеме механизма свободного хода (ролики, храповые собачки, клиновые элементы, пружины и т.д.).

Работает механизм свободного хода релейного типа следующим образом.

В случае вращения ведущего вала 1 с угловой скоростью, меньшей угловой скорости ведомого вала (или в противоположных направлениях), ведущий и ведомый валы вращаются независимо друг от друга. При этом крутящий момент с ведущего вала на ведомый не передается. При достижении ведущим валом угловой скорости ведомого вала происходит заклинивание элементов 4. При этом крутящий момент начинает передаваться с ведущего вала 1 через внутреннюю обойму 2, заклинивающие элементы 4, наружную обойму 5 на выходной вал. Момент сопротивления на внутренней обойме 2 вызовет вращение ведущего вала относительно внутренней обоймы. Так как ведущий вал и внутренняя обойма взаимодействуют друг с другом через передачу «винт – гайка», то относительное вращение ведущего вала вызовет осевое перемещение ведущего вала в сторону внутренней торцевой поверхности наружной обоймы 5. Осевое перемещение ведущего вала будет происходить до тех пор, пока фрикционный диск 3 не упрется во фрикционную торцевую внутреннюю поверхность наружной обоймы. При этом крутящий момент от ведущего вала на ведомый будет передаваться не только через заклинивающие элементы 4, но и через фрикционные поверхности диска 3 и наружной обоймы 5. Произойдет перераспределение

крутящего момента. За счет соответствующего выбора параметров винтовой передачи можно обеспечить передачу основной величины крутящего момента через фрикционные поверхности, значительно разгрузив при этом заклинивающие элементы 4.

Если угловая скорость ведущего вала станет меньше угловой скорости наружной обоймы, то элементы 4 расклинятся и крутящий момент через эти элементы передаваться не будет. При этом прекратится действие осевой силы на ведущий вал со стороны внутренней обоймы 2. Фрикционный диск 3 отойдет от внутренней торцевой поверхности наружной обоймы 5. Крутящий момент через фрикционные поверхности передаваться не будет. Механизм свободного хода полностью разомкнется. Ведущий и ведомый валы в этом случае будут вращаться независимо друг от друга.

Следует заметить, что, несмотря на наличие фрикционного контакта поверхностей диска 3 и наружной обоймы 5, рассмотренный механизм свободного хода релейного типа лишен главного недостатка фрикционной сцепной муфты – больших потерь мощности при пробуксовке фрикционных дисков и связанных с этим нагревом и короблением дисков. Действительно, контакт фрикционной поверхности диска 3 и внутренней торцевой поверхности наружной обоймы 5 может происходить лишь при выровненных угловых скоростях внутренней и наружной обойм механизма свободного хода релейного типа. Лишь при заклинивании механизма свободного хода появляется осевая сила, действующая на ведущий вал. При этом разница в угловых скоростях фрикционного диска 3 и наружной обоймы 5 определится лишь величиной зазора между торцевыми фрикционными поверхностями диска 3 и наружной обоймы 5 в начальный момент осевого перемещения ведущего вала по направлению к ведомому валу. Величину же этого зазора можно конструктивно свести к минимуму. Поэтому разницу в угловых скоростях фрикционного диска 3 и наружной обоймы 5 можно привести практически к нулевому уровню. Конечно, при этом мы пренебрегаем податливостью звеньев, упругостью заклинивающих элементов, наличием зазоров в других соединениях конструкции. Впрочем, все эти допущения широко применяются при исследовании статики и динамики механических систем.

Достоинства фрикционной дисковой муфты, например, способность передавать большие величины крутящего момента за счет поверхностного контакта, а, значит, при низких удельных давлениях, проявляются в механизмах свободного хода релейного типа в полной мере. В полной мере проявляются также достоинства винтовой передачи, например, ее способность создавать значительную осевую силу при небольшой величине окружного усилия (эффект домкрата). Это позволяет разгрузить заклинивающие элементы механизма свободного хода, а основную величину потока мощности передавать через фрикционные дисковые поверхности.

Разработанные конструктивные решения, при которых основная величина крутящего момента передается вне заклинивающих элементов, а момент, передаваемый через эти элементы, имеет небольшую величину и служит лишь для срабатывания основной силовой цепи, позволяют резко разгрузить заклинивающие элементы свободного хода и в конечном итоге создать конструкции надежных и долговечных механизмов свободного хода, отличающихся простотой и технологичностью конструкции, высоким КПД и имеющих ряд других достоинств.

Проведем более подробное исследование перераспределения величины крутящего момента, передаваемого через заклинивающие элементы и фрикционную дисковую поверхность.

На рис. 4 изображена схема действия сил в винтовой паре.

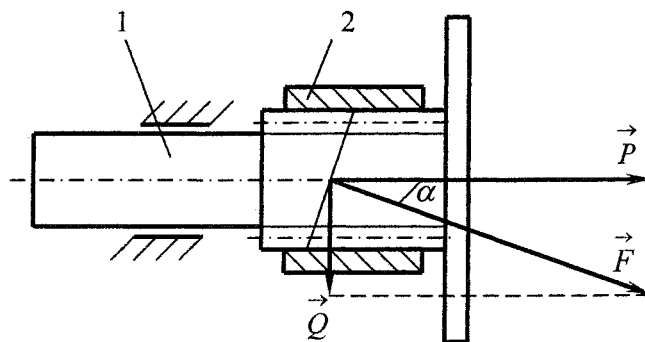


Рис. 4. Схема действия сил в винтовой паре

Расчет и конструирование

На рис. 4 обозначено: 1 – ведущий вал, 2 – внутренняя обойма механизма свободного хода; $\vec{F}, \vec{P}, \vec{Q}$ – соответственно результирующая, осевая и окружная силы, действующие на ведущий вал со стороны винтовой пары, α – угол подъема винтовой линии. Крутящий момент M_1 , передаваемый через заклинивающие элементы механизма свободного хода, определяется соотношением

$$M_1 = Q \cdot r, \quad (1)$$

где $r = \frac{d}{2}$. Момент M_2 , передаваемый через фрикционные поверхности звеньев 3 и 5, равен

$$M_2 = \frac{2f \cdot P \cdot (R_1^2 + R_1 \cdot R_2 + R_2^2)}{3 \cdot (R_1 + R_2)}, \quad (2)$$

где f – коэффициент трения во фрикционном контакте; $R_1 = \frac{D_1}{2}$; $R_2 = \frac{D_2}{2}$.

Полный крутящий момент M , передаваемый с ведущего вала на ведомый, определяется суммой $M = M_1 + M_2$.

Нетрудно получить зависимость между модулями сил P и Q (рис. 4):

$$P = Q \cdot \operatorname{ctg} \alpha. \quad (3)$$

Нас интересует соотношение между составляющими M_1 и M_2 полного момента M , поэтому, учитывая соотношения (1), (2), (3), запишем отношение

$$\frac{M_2}{M_1} = \frac{2f \cdot (R_1^2 + R_1 \cdot R_2 + R_2^2) \cdot \operatorname{ctg} \alpha}{3r \cdot (R_1 + R_2)}. \quad (4)$$

Разделив числитель и знаменатель правой части выражения (4) на $R_1 R_2 \neq 0$ и обозначив $k = \frac{R_1}{R_2}$, после преобразований получим:

$$\frac{M_2}{M_1} = \frac{2f \cdot R_1 \cdot (k^2 + k + 1) \cdot \operatorname{ctg} \alpha}{3r \cdot (k^2 + k)}. \quad (5)$$

Пусть $k^2 + k = p$. Тогда выражение (5) можно привести к виду

$$\frac{M_2}{M_1} = \frac{2f \cdot R_1 \cdot \operatorname{ctg} \alpha}{3r} \cdot \left(1 + \frac{1}{p}\right). \quad (6)$$

Очевидно, что $R_1 > R_2$, поэтому $k > 1$, а $p > 2$. С учетом этих соотношений сделаем запись, что $1 < 1 + \frac{1}{p} < \frac{3}{2}$. Тогда, используя выражение (6), можно оценить отношение $\frac{M_2}{M_1}$:

$$\frac{2}{3} A < \frac{M_2}{M_1} < A, \quad (7)$$

где $A = \frac{f \cdot R_1 \cdot \operatorname{ctg} \alpha}{r}$.

Как следует из оценки (7), распределение крутящего момента на составляющие, передаваемые заклинивающими элементами и фрикционной парой, определяется величиной A . Эта величина линейно зависит от коэффициента трения скольжения f и радиуса наружной окружности R_1 фрикционного контакта. Зависимость величины A от угла подъема α винтовой линии и среднего радиуса r винтовой нарезки не является линейной (хотя является монотонно убывающей в реальной области изменения аргументов) и представляет большой интерес для дальнейшего исследования.

На рис. 5 представлены зависимости отношения составляющих момента $\frac{M_2}{M_1}$ от угла подъема винтовой линии. Кривые 1 соответствуют нижней (пунктирная линия) и верхней (сплошная линия) границам оценки (7) при значениях параметров $f = 0,3$, $R_1 = 0,2$ м, $r = 0,02$ м. Для кри-

вых 2 радиус $R_1 = 0,1$ м. Все остальные значения параметров приняты такими же, как и для кривых 1.

Как следует из выражения (6), отношение составляющих крутящего момента неограниченно возрастает при выполнении одного из условий (или совокупности этих условий): $R_1 \rightarrow \infty$, $r \rightarrow 0$, $\alpha \rightarrow 0$. Следовательно, при этих условиях можно разгрузить заклинивающие элементы механизма свободного хода на сколь угодно значительную величину. Случай $f \rightarrow \infty$ не рассматриваем из-за ограниченности коэффициента трения скольжения (обычно $f = 0,1 \dots 0,4$). Хотя понятно, что при увеличении параметра f отношение моментов (6) увеличивается, что также приводит к разгрузке заклинивающих элементов.

На рис. 6 изображена графическая зависимость $A = A(\alpha, r)$. Значения величин были приняты равными $R_1 = 0,2$ м, $f = 0,2$, $\alpha = 0,01 \dots 0,2$, $r = 0,005 \dots 0,03$ м.

Как видно из рис. 6, в выбранной области параметров величина момента, передаваемого через заклинивающие элементы механизма свободного хода, может быть меньше величины момента, передаваемого через фрикционные поверхности, более чем в сотни раз. Естественно, что при этом подавляющая величина крутящего момента передается с ведущего вала на ведомый через фрикционные поверхности. Заклинивающие элементы механизма свободного хода в этом случае разгружены практически полностью, что позволяет резко повысить надежность и долговечность механизма свободного хода в целом. Вместе с тем заметим, что даже если момент, передаваемый через фрикционные поверхности, больше момента, передаваемого через заклинивающие элементы, лишь в несколько раз (а не десятки и сотни раз), тем не менее это может привести к значительному увеличению надежности и долговечности механизма свободного хода по сравнению с обычной роликовой обгонной муфтой.

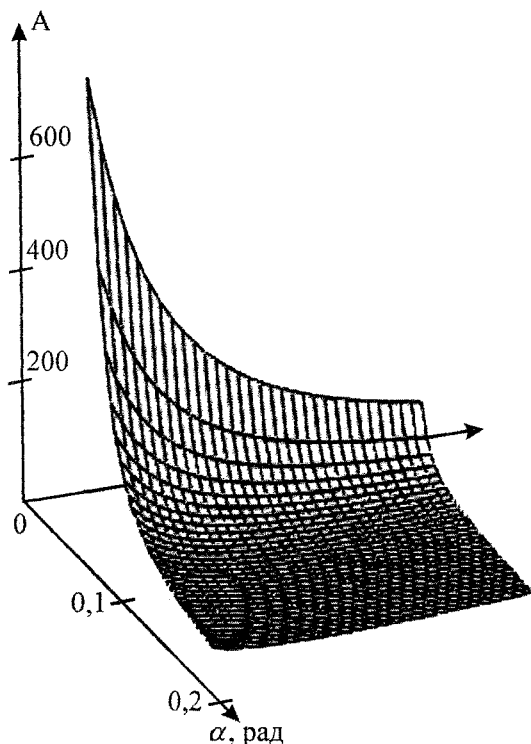


Рис. 6. График зависимости отношения составляющих крутящего момента от угла подъема винтовой линии и среднего радиуса винтовой нарезки

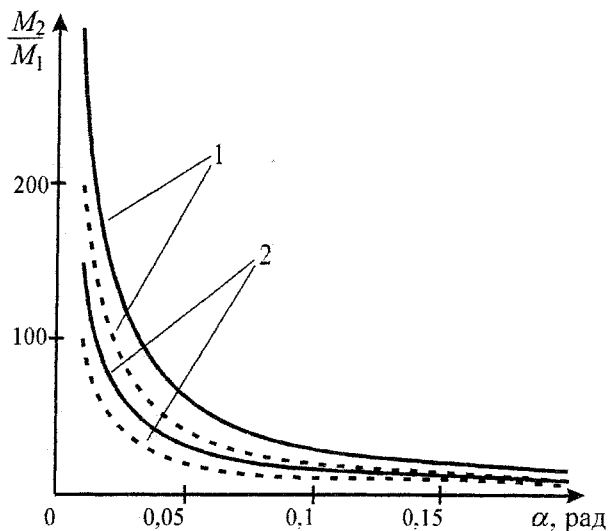


Рис. 5. Зависимости верхней и нижней границы оценки отношения составляющих крутящего момента от угла подъема винтовой линии

Недостаток конструкции механизма свободного хода, изображенного на рис. 3, заключается в возникновении осевой силы, действующей на ведущий вал 1 и на внутреннюю обойму 2. При этом появляется необходимость в компенсации этой силы, например, с помощью упорных или радиально-упорных подшипников. Для устранения этого недостатка предложена конструкция механизма свободного хода, изображенная на рис. 7.

На ведущем валу 1 имеются две части, на которых выполнены винтовые нарезки с противоположным направлением резьбы. На этих частях установлены фрикционные диски 2 и 3. Внутренняя обойма 4 механизма свободного хода установлена на втулках дисков 2 и 3 с помощью шлицевого соединения с возможностью свободного осевого пе-

Расчет и конструирование

ремещения. Наружная обойма 5 механизма свободного хода установлена также с помощью шлицевого соединения с возможностью осевого перемещения во внутренней части цилиндрической втулки 6, соединенной с ведомым валом.

Принцип действия этого механизма свободного хода подобен работе механических винтовых тисков. Наличие винтовой нарезки с противоположным направлением резьбы позволяет компенсировать осевые силы, действующие на фрикционные диски 2 и 3.

Предложенная схема механизма свободного хода также является конструкцией релейного типа, так как предполагает наличие обычной обгонной муфты с заклинивающими элементами, необходимой для срабатывания фрикционной связи, через которую передается основная часть крутящего момента.

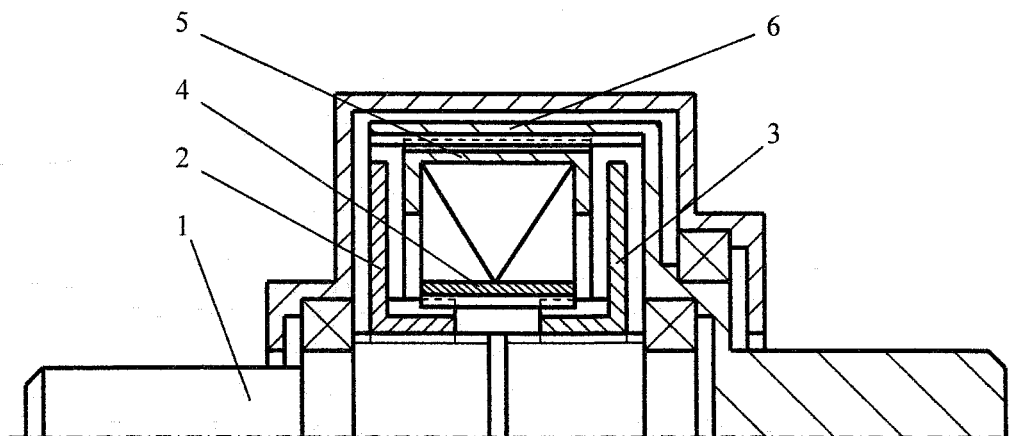


Рис. 7. Схема механизма свободного хода релейного типа с компенсацией действия осевых сил

Возможны и другие конструкции механизмов свободного хода релейного типа. Эти конструкции содержат ведущий и ведомый валы, внутреннюю и наружную обоймы, заклинивающие элементы. Ведущий вал взаимодействует с внутренней обоймой посредством кинематической связи, обеспечивающей создание осевой силы при передаче крутящего момента через заклинивающие элементы, а взаимодействие ведущего вала с наружной обоймой (или ведомым валом) осуществляется не только через заклинивающие элементы, но и посредством фрикционной связи. Кинематическая связь между ведущим валом и внутренней обоймой, обеспечивающая создание осевой силы, может быть выполнена в виде винтовой передачи, в виде шестеренной передачи с косозубым зубчатым зацеплением и другими конструктивными способами. Для увеличения нагрузочной способности фрикционная связь ведущего вала и наружной обоймы (или ведомого вала) может осуществляться посредством пакета фрикционных пластин.

Литература

1. Леонов А.И. Микрохраповые механизмы свободного хода. – М.: Машиностроение, 1982. – 219 с.
2. Мальцев В.Ф. Роликовые механизмы свободного хода. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1968. – 415 с.
3. Благоврахов А.А. Механические бесступенчатые передачи нефрикционного типа. – М.: Машиностроение, 1977. – 143 с.
4. Дубровский А.Ф. Динамика упругого микрохрапового механизма свободного хода в инерционном трансформаторе вращающего момента: Дис. ... канд. техн. наук. – Челябинск, 1976. – 234 с.
5. Кропф А.Е. Новые обгонные муфты и области их применения // Вестник машиностроения. – 2005. – № 6. – С. 8–12.
6. А.с. 1527423, СССР, МКИ F16D 13/02, 11/04. Выключаемая муфта / С.В. Алюков / Опубликовано 07.12.87. Бюл. №45 // Открытия. Изобретения. – 1989.
7. Решение о выдаче патента на полезную модель от 27.06.2006. Заявка №2006111422/22. Механизм свободного хода релейного типа / С.В. Алюков. – 2006.

РАЗВИТИЕ ДЛИННЫХ УСТАЛОСТНЫХ ТРЕЩИН В СТАЛЬНЫХ ОБРАЗЦАХ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ДВИЖУЩИХСЯ ТЕПЛОВЫХ ПОЛЕЙ

Д.А. Терешин

Развитие квазистатических трещин под действием движущихся тепловых полей может быть значительно более опасным, чем в случае неподвижных полей, так как при нагружении движущимися полями полное приращение трещины ограничивается лишь областью перемещения высоких напряжений. Для демонстрации развития трещин при таком нагружении были выполнены эксперименты на стальных тонкостенных цилиндрических образцах, которые нагружались тепловым полем в форме пятна, движущимся по окружности образца. Результаты эксперимента показали, что трещины до большого размера под действием движущихся тепловых полей могут развиваться не только квазистатически, но и по усталостному механизму. Полученная в эксперименте скорость развития трещин находится в хорошем соответствии с расчетными оценками.

Введение

В задачах разрушения традиционно рассматривался случай действия механической нагрузки. Если нагрузка превысит некоторое критическое значение, то после старта трещина обычно развивается динамически вплоть до полного разрушения конструкции (разделения на части). Поэтому для оценки прочности конструкции определяется нагрузка начала неустойчивого развития трещины. В случаях, где разрушение происходит под действием самоуравновешенных полей напряжений (остаточные, тепловые, и др. напряжения) обычно используется тот же подход. Однако область растяжения у таких полей является локальной и часто невелика по сравнению с размером конструкции. Поэтому рост квазистатической или усталостной трещины, которая не выйдет за пределы этой области (случай динамического распространения трещин, характерный для материалов низкой вязкости, рабочая температура которых ниже первой критической, в данной работе не рассматривается), не может привести к полному разрушению.

Другая крайняя точка зрения заключается в том, что трещина не может развиваться до опасного размера вне зависимости от характера поля напряжений: является оно неизменным во времени (например, остаточным) или изменяющимся во времени (например, тепловым). Действительно, если источники тепла неподвижны, то поле напряжений будет изменяться во времени по закону, близкому к пропорциональному. В этом случае, хотя величина напряжений меняется, область теплового растяжения не может существенно изменяться по размеру, и длина растущей трещины оказывается ограниченной этим размером так же, как под действием остаточных напряжений. Так при внезапном охлаждении одной грани у предварительно нагретой стеклянной пластины возникает сетка трещин, развивающихся от этой грани (рис. 1, а).



Рис. 1. Тепловые трещины от неподвижных источников тепла

После достижения максимальной длины трещины перестают расти и при последующих циклах нагружения не меняются. Если деталь выполнена из пластичного материала, то может происходить усталостное распространение трещины (трещин) как, например, для валка установки произ-

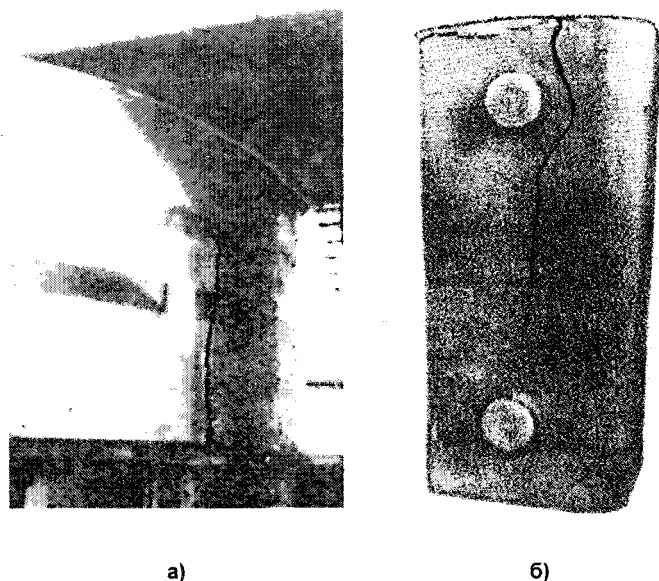


Рис. 2. Тепловые трещины большого размера

водства шлаковаты (рис. 1, б). Однако максимальный размер трещин также оказывается ограниченным областью растягивающих напряжений.

Из практики эксплуатации известны случаи разрушения теплонагруженных конструкций, когда трещины достигли длины, сравнимой с размером конструкции. Это хранилище фосфорной кислоты, в котором трещина длиной около 3 м развилась вдоль образующей цилиндрического корпуса от основания (рис. 2, а), когда в холодное хранилище заливалась горячая кислота [8] (перепад температур около 100 °С). Трещины большой длины также возникают в чугунных сталеразливочных изложницах, достигая длины, близкой к размеру конструкции [5] (рис. 2, б). В чаше шлаковоза после возникновения трещин

они на протяжении ряда циклов заполнения шлаком вырастают до размера, превышающего область теплового растяжения [4].

Это явление объясняется с учетом движения теплового поля. В приведенных примерах это движение вызывается изменением уровня теплонесущих сред: кислоты в хранилище, расплава при заливке изложницы, жидкого шлака при заполнении чаши шлаковоза. В работе [3] в результате расчетных исследований были продемонстрированы и исследованы два основных квазистатических механизма разрушения конструкций при таком нагружении. Это, во-первых, *сонаправленный* рост трещины, когда ее вершина растет по направлению движения поля температур и связанного с ним поля напряжений, постоянно оставаясь в области высоких напряжений. Во-вторых, это *противонаправленный* механизм, когда вершина трещины подрастает навстречу движущемуся полю. При этом ее приращение за один цикл, как и в случае неподвижного теплового поля, ограничено областью теплового растяжения. Однако по мере роста числа циклов нагружения (проходов поля) это приращение быстро накапливается, и так же, как в случае сонаправленного механизма, будет ограничено только размером области движения поля напряжений.

Разрушение по этим механизмам было получено в цилиндрических тонкостенных образцах из силикатного стекла, под действием полей, движущихся вдоль оси цилиндра [10]. Целью настоящей работы является исследование развития длинных трещин под действием движущегося теплового поля на малоразмерных лабораторных образцах, которые изготовлены из стали, обладающей сравнительно высокой вязкостью разрушения.

Методика эксперимента

Во-первых, потребовалось определить условия эксперимента, обеспечивающие подрастание трещины. Эта проблема вызвана значительной вязкостью конструкционной стали, из которой изготовлен образец. В задачах линейной механики разрушения интенсивность напряжений в вершине трещины пропорциональна квадратному корню из характерного линейного размера задачи, который для исследуемых механизмов равен размеру зоны растяжения. Создание условий, приводящих к росту трещины, представляет трудность, так как лабораторные образцы ограничены малым размером. Поэтому условия нагружения должны быть максимально жесткими для трещины, при этом наибольшая температура в эксперименте не достигать температуры фазовых превращений в стали.

Образец представляет собой длинную тонкостенную цилиндрическую оболочку внешним диаметром 69 мм и с толщиной стенки 4 мм, изготовленную из стали 30ХГСА. Тепловое поле с высокими градиентами температур создавалось путем интенсивного нагрева образца в кольцевом индукторе генератора токов высокой частоты и охлаждения струей холодной воды, вытекающей

из трубки (рис. 3). Вращение образца механическим приводом с частотой $0,85 \text{ мин}^{-1}$ обеспечивало движение теплового поля в форме пятна по окружности образца.

Установившееся тепловое поле является квазистационарным относительно неподвижной системы координат, связанной с индуктором. Трещина должна развиваться вдоль линии движения теплового поля, т.е. по окружности образца, так как при этом для такой трещины достигается наибольшая напряженность в ее вершине.

Расчеты, выполненные для описанной схемы нагружения свободного образца (без внешних сил и связей), показали, что такого нагружения недостаточно для роста трещины любой длины. Кроме того, в образце из пластичного материала происходит циклическое пластическое деформирование с уменьшением длины образца и увеличением толщины стенки в плоскости индуктора: механизм роста ребра [4]. Поэтому концентратор (отверстие, окружная выточка, начальная трещина) обжимается и разрушение не происходит.

Внутри образца для предотвращения осевого сжатия была вставлена распорка, упирающаяся в крышки, закрепленные в образце (см. рис. 3). В течение начального периода нагружения, пока усилие от распорки мало, в образце активно происходит циклическое пластическое деформирование в осевом направлении. После периода стабилизации, когда усилие в распорке достигает предельного значения, в рабочем цикле происходит лишь знакопеременное течение без прогрессирующего формоизменения.

Распределение температур в цикле нагружения было определено при помощи термопар, приваренных на поверхностях образца. Усилие, действующее со стороны распорки на образец, было рассчитано по методике, разработанной в [11], из условия отсутствия прогрессирующего формоизменения в образце в стабильном цикле при данных условиях нагружения. Осевое напряжение в образце от этого усилия составило $\sigma_z^0 = 85 \text{ МПа}$.

Расчетное исследование роста трещины, реализуемого в эксперименте

Определение наиболее опасного положения вершины трещины

Так как наибольшие напряжения достигаются в плоскости симметрии задачи – плоскости индуктора, рассмотрим рост трещины, лежащей в этой плоскости.

Распределение температур в этой плоскости по окружности образца, полученное в результате термометрирования, показано на рис. 4. Вектор V показывает направление движения поля температур и связанного с ним поля напряжений (осевые напряжения показаны на рис. 5, а) по отношению к образцу. Температура точки образца плавно повышается по мере нагрева в индукторе и резко падает, когда точка попадает под охлаждающую струю жидкости. В этой зоне возникают высокие градиенты температур, и, следовательно, напряжений.

Трещина, отвечающая случаю роста вершины по направлению движения поля, показана на рис. 5, б) разделенной на две части, ее подрастающая вершина имеет координату ξ_c . Схема роста противоположной вершины показана на рис. 5, в), где через ΔL обозначено приращение трещины за цикл. Следует отметить, что в обоих случаях растущая вершина трещины находится в зоне растяжения, которая соответствует охлаждаемой области, где материал имеет пластические свойства и вязкость

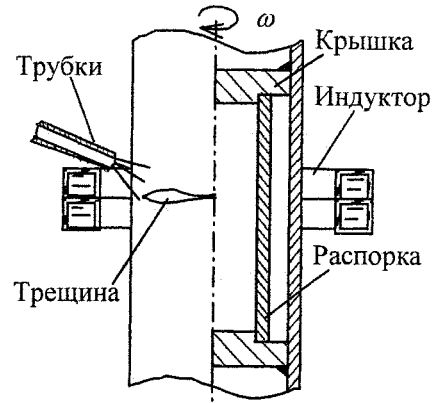


Рис. 3. Схема эксперимента

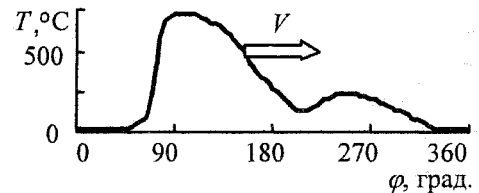


Рис. 4. Изменение температуры по окружности образца

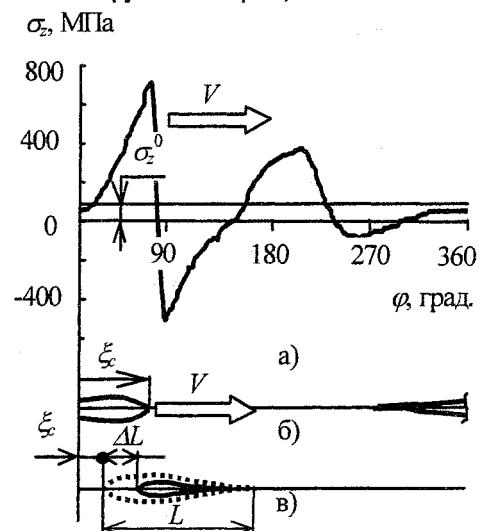


Рис. 5. Зависимость осевого напряжения от окружной координаты: а, б – сонаправленный механизм роста; в – противоположный механизм роста

Расчет и конструирование

разрушения, соответствующие нормальной температуре.

Во-первых, требуется определить наибольшее значение коэффициента интенсивности напряжений $\max K_1$ для всех взаимных положений трещины и теплового поля, характеризуемых ξ_c , для обоих возможных направлений роста, так как именно $\max K_1$ определяет возможность развития трещины.

Расчет номинальных (при отсутствии трещины) термоупругих напряжений выполнен методом конечных элементов (МКЭ) на той же модели, в которой затем проведен расчет с трещиной, но с закрепленными узлами на линии трещины.

Для определения коэффициента интенсивности напряжений K_1 использовался известный метод, согласно которому значение K_1 определяется интегрированием номинальных напряжений по всей длине трещины при помощи функций Грина, которые для данного тела равны значению K_1 от сосредоточенных сил, приложенных к берегам трещины. Для оценки K_1 была использована модель бесконечной пластины с прямой конечной трещиной, для которой известно аналитическое выражение функций Грина [9]. В случае растущей вершины трещины по схеме, отвечающей рис. 5, б, расчетное выражение для коэффициента интенсивности напряжений принимает вид

$$K_1 = \sqrt{2/\pi} \int_0^L \sigma_z (\xi_c - \xi) \sqrt{1/\xi - 1/L} d\xi, \quad (1)$$

где L – длина трещины, $\xi = R\varphi$ – дуговая координата в образце, ξ_c – координата вершины трещины, σ_z – номинальные осевые напряжения в цилиндре, действующие вдоль линии трещины (рис. 5, а).

Зависимости K_1 от угловой координаты вершины трещины φ_c для ряда длин трещин и сонаправленного мехпоказаны на рис. 6. Из графиков видно, что длина трещины незначительно влияет на координату ее вершины φ_c^* (показана для кривой 3), при которой обеспечивается $\max K_1$. Это объясняется высокими градиентами напряжений: с удалением вершины трещины от зоны высоких напряжений напряженность в ней быстро уменьшается. Аналогичный результат получен и для случая роста второй вершины трещины.

Полученные значения φ_c^* для ряда длин трещин использовались далее в более точных расчетах для определения $\max K_1$ с использованием МКЭ.

Численное определение параметров разрушения

Конечно-элементная (КЭ) модель реализована в пакете ANSYS. Разбиение и поле осевых напряжений показано на рис. 7, а (для сопоставления на рис. 7, б показан образец с трещиной). В силу симметрии задачи относительно плоскости индуктора рассчитывалась половина образца. В модели использовались восьмиугольные объемные элементы с линейными функциями формы. Ступение сетки выполнено в зонах высокого градиента температур и в области вершины трещины. В отличие от аналитической оценки, рассмотренной в предыдущем пункте, в данной модели заложена реальная диаграмма деформирования (учет пластических свойств и зависимости механических свойств от температуры) и посредством контактных элементов учтена возможность смыкания берегов трещины. Определенное ранее напряжение от распорки $\sigma_z^0 = 85$ МПа приложено к торцам модели. Тепловое поле задавалось МКЭ по результатам термометрирования.

Использование традиционной формулировки J -интеграла [13] в задачах, где присутствует неравномерное тепловое расширение, как показано в [1], приводит к неверным результатам. Поэтому по результатам конечноэлементных расчетов напряженно-деформированного состояния определялись значения J^* -интеграла в обобщенной формулировке [12]. В отличие от традиционной формулировки, J^* -интеграл позволяет учесть неоднородность тепловых расширений внутри области интегрирования.

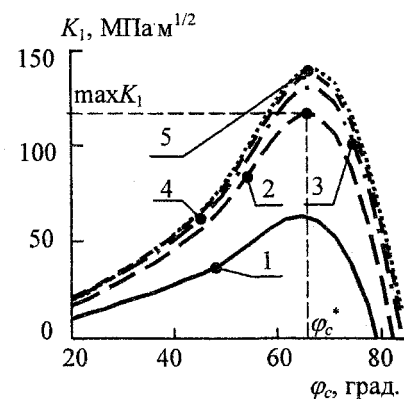


Рис. 6. Зависимость коэффициента интенсивности напряжений от координаты вершины трещины для ряда длин трещины: 1 – 5 мм; 2 – 35 мм; 3 – 65 мм; 4 – 95 мм; 5 – 125 мм



Рис. 7. Окружная трещина в цилиндрическом образце:
а – КЭ расчет (осевые напряжения); б – результат эксперимента

Коэффициент интенсивности напряжений рассчитывался по значениям J -интеграла по формуле $K_I = \sqrt{J \cdot E}$, где E – модуль упругости материала, применимой для плоского напряженного состояния в вершине трещины, которое имеет место в данной задаче.

По результатам расчетов построены зависимости $\max K_I$ от длины трещины L как для случая роста трещины против движения теплового поля (рис. 8, а), так и для случая роста по направлению движения – рис. 8, б. Для сравнения вместе с результатами расчета МКЭ показаны зависимости, полученные по оценке (1).

КЭ расчеты показали, что при росте трещины против движения поля происходит смыкание ее берегов, так как ее линия проходит через зону сжатия. Это приводит к тому, что при увеличении длины трещины длина ее раскрытой части не меняется. Из рис. 8, а видно, что в первом приближении величину $\max K_I$ можно считать неизменной для трещины длиной от $L = 1$ см до $L = 9$ см (от короткой трещины до 150° окружности образца), и рост трещины будет автомодельным.

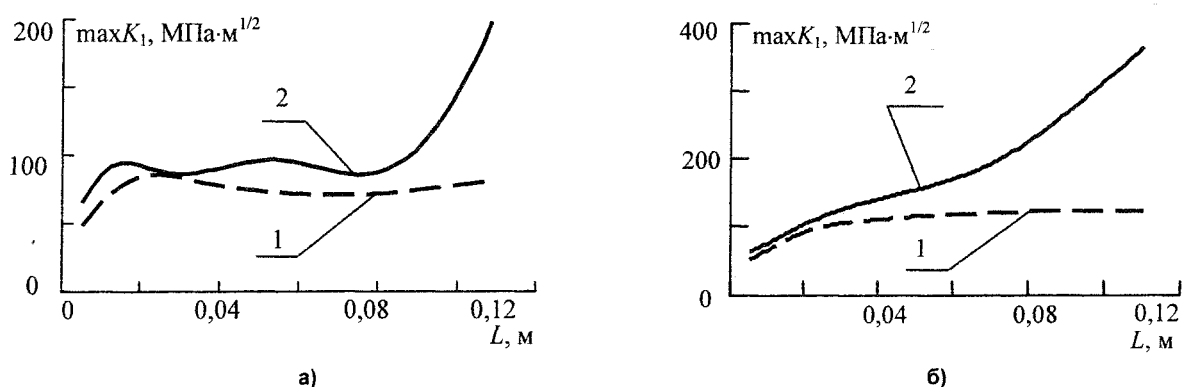


Рис. 8. Зависимость наибольшего коэффициента интенсивности от длины трещины (1 – аналитическая оценка, 2 – КЭ расчет):
а – при росте трещины против движения поля; б – в том же направлении

В случае роста в направлении движения поля $\max K_I$ увеличивается монотонно с увеличением длины трещины, так как смыкания берегов трещины не происходит, а живая часть сечения, воспринимающая нагрузку от распорки, уменьшается. Однако в диапазоне длин трещин от $L = 3,5$ см (60° окружности образца) до $L = 7$ см (120°) $\max K_I$ изменятся незначительно (от $130 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{1/2}$ до $180 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{1/2}$).

Расчет и конструирование

Из сравнения зависимостей, приведенных на рис. 8, а и рис. 8, б видно, что $\max K_1$ в случае сонаправленного роста получается большим ($\max K_1 \approx 150 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{1/2}$), чем при противоположном росте ($\max K_1 \approx 95 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{1/2}$) во всем диапазоне длин трещин, кроме коротких, у которых $L < 1 \text{ см}$. Это объясняется тем, что при противоположном росте трещина пересекает область сжатия.

Развитие трещины, определенное теоретически

Хотя расчетное значение $\max K_1 \approx 150 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{1/2}$ больше вязкости разрушения материала образца $K_{1C} = 80 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{1/2}$ (напомним, что в вершине трещины температура близка к комнатной), но в тонкостенном образце в вершине трещины реализуется состояние, близкое к плоскому напряженному, и коэффициент интенсивности напряжений в вершине трещины не достигает критической величины $K_{1Q} = 250 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{1/2}$, оцененной по формуле Броека-Влигера [2]. Поэтому рассматриваемые условия отвечают усталостному развитию трещины.

Диаграмма роста усталостной трещины (РУТ) показана на рис. 9. При плоском напряженном состоянии в вершине трещины, которое реализуется в образце, она представлена не только в диапазоне $\Delta K_{th} - \Delta K_{1fc}$ (сплошная линия в области I), но расширена до критического значения коэффициента интенсивности напряжений ΔK_{1Q} – штрихпунктирная линия в области II на рис. 9. Здесь через ΔK_{1fc} и ΔK_{1Q} обозначены такие размахи цикла, когда максимальное значение коэффициента интенсивности напряжений достигает соответственно K_{1fc} и K_{1Q} . Очевидно, что в области II скорость роста трещины должна быть существенно выше линии, определенной по формуле Пэриса и приближаться к бесконечности при приближении к ΔK_{1Q} .

Осредненное значение действующего размаха коэффициента интенсивности напряжений $\Delta K_1 = 250 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{1/2}$ для диапазона длин трещин от $L = 3,5 \text{ см}$ (60° окружности образца) до $L = 7 \text{ см}$ (120°) определено как сумма минимального и максимального значений коэффициента интенсивности в цикле из результатов расчета, представленных на рис. 8.

Размер зоны предразрушения, где напряжения превышают предел прочности, а размах напряжений – удвоенный предел прочности, может быть оценен по выражению [7]

$$r_f = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{\Delta K_1}{2\sigma_s} \right)^2, \quad (2)$$

где σ_s – предел прочности материала. Результат $r_f = 2 \text{ мм}$ показан на диаграмме РУТ (см. рис. 9) точкой – оценка скорости роста трещины сверху. Оценка скорости РУТ по величине циклического раскрытия трещины [6] дает вторую оценку

$$dL/dN = \text{ЦРТ}_k / 2 = 0,22 \Delta K_1^2 / (2\sigma_y E), \quad (3)$$

где σ_y – предел упругости; ЦРТ_k – циклическое раскрытие в зоне кончика трещины. Соответствующая расчетная точка $dL/dN = 4 \cdot 10^{-5} \text{ м/цикл}$ показана звездой на рис. 9.

Экспериментально полученный рост трещины и его сопоставление с теоретическим исследованием

В процессе циклического нагружения образцов (были испытаны три образца) начальные трещины распространялись в окружном направлении. В процессе эксперимента проводились замеры длины трещины. Средняя скорость роста одной вершины трещины (у трещины росли обе вершины) за весь период развития $dL/dN^3 = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м/цикл}$. Соответствующая точка показана на диаграмме РУТ (см. рис. 9). Экспериментальный результат находится между оценками по формуле (3) и оценкой сверху по (2).

После 103 циклов нагружения трещина достигла длины $L = 130 \text{ мм}$, что больше половины окружности образца.

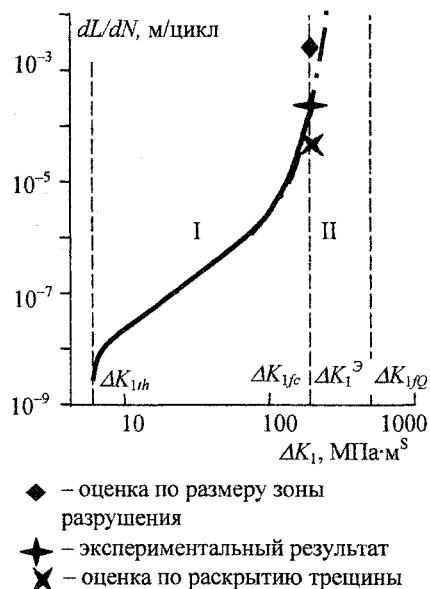


Рис. 9. Диаграмма усталостного роста трещины

Заключение

Эксплуатация конструкций, подверженных действию высоких тепловых напряжений при незначительных механических, показала возможность их разрушения с образованием длинных трещин. Такое разрушение не может быть объяснено с точки зрения традиционного подхода, не учитывающего движение источников тепла. Движущееся тепловое поле и связанное с ним поле напряжений может приводить к специфическим механизмам роста трещины, которые являются более опасными, чем механизмы, возникающие под действием неподвижных самоуравновешенных полей напряжений. Ранее была показана реализация *сонаправленного* и *противонаправленного* механизмов на образцах из хрупкого материала (стекла) с образованием длинных трещин.

В настоящей работе исследовано развитие трещин под действием движущихся тепловых полей в малоразмерных лабораторных образцах из пластичного материала. Образцы в форме тонкостенных цилиндрических оболочек, изготовленных из стали, в процессе эксперимента подвергались нагреву в кольцевом индукторе токами высокой частоты. Высокие градиенты температур обеспечивались охлаждением поверхности образца струями воды. Локальное тепловое поле двигалось по окружности в результате вращения образца механическим приводом.

Усталостная трещина в образце в плоскости индуктора, развивалась в окружном направлении со средней скоростью $2 \cdot 10^{-4}$ м/цикл, что хорошо согласуется с результатами расчетов. После 103 циклов нагружения длина трещины составила $L = 130$ мм и превысила половину окружности образца (при этом механическая нагрузка, обусловленная действием распорки в образце, создавала лишь дополнительные напряжения для исключения прогрессирующего обжатия, а рост трещины был обусловлен циклическим нагружением движущимся тепловым полем).

Таким образом, для материала, обладающего значительной вязкостью разрушения, показана возможность усталостного роста трещины в направлении движения теплового поля и в противоположном направлении. Хотя скорость этого роста в сравнении с квазистатическим (сонаправленным или противонаправленным) невелика, трещина может достигнуть значительного размера, который так же, как для квазистатического роста, ограничен лишь областью перемещения зоны теплового растяжения.

Литература

1. Вычислительные методы механики разрушения / Под. ред. С. Алтури. – М.: Мир, 1990. – 391 с.
2. Броек Д. Основы механики разрушения. – М.: Наука, 1974. – 288 с.
3. Данилов В.Л., Терешин Д.А., Чернявский О.Ф. Развитие трещин под действием подвижных температурных полей. E-journal: «Dynamics, strength and wear-resistance of machines». – 1998. – V. 4. – P. 68–72. <http://pent.sopro.susu.ac.ru/W/EJ/index.htm>
4. Гохфельд Д.А. Несущая способность конструкций в условиях теплосмен. – М., Машиностроение, 1970. – 260 с.
5. Кукса А.В. Чугунные сталеразливочные изложницы. – М.: Metallurgy, 1989. – 152 с.
6. Ллойд Г. Механика, механизмы и характеристики распространения трещин в конструкционных материалах при высокотемпературной усталости и при взаимодействии ползучести и усталости // В кн.: Усталость материалов при высокой температуре; Под. ред. Р.П. Скелтона / Пер. с англ. – М.: Metallurgy, 1988. – С. 150–203.
7. Махутов Н.А., Деформационные критерии разрушения и расчет элементов конструкций на прочность. – М.: Машиностроение, 1981. – 272 с.
8. Партон В.З. Механика разрушения. От теории к практике. – М.: Наука, 1990. – 240 с.
9. Разрушение / Под ред. Г. Либовица. – М.: Мир, 1975. – Т. 2. – 764 с.
10. Терешин Д.А. Механизмы разрушения цилиндрической оболочки при осесимметричном тепловом нагружении // E-journal: «Dynamics, strength and wear-resistance of machines». – 2001. – V. 8. – P. 85–72. <http://pent.sopro.susu.ac.ru/W/EJ/index.htm>
11. Терешин Д.А. Расчетная методика для определения характеристик предельного цикла пластины под действием движущегося теплового поля // Известия Челябинского научного центра. – Челябинск. – 5 с. <http://csc.ac.ru/news/>. В печати.
12. Kishimoto K., Akoi S., Sakata M. On the path-independent integral J . // Engineering Fracture Mechanics. – 1980. – № 1. – P. 841–850.
13. Черепанов Г.П. Механика хрупкого разрушения. – М.: Наука, 1974. – 640 с.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ШЕРОХОВАТОЙ ПОВЕРХНОСТИ КОНТАКТНОГО ТРИБОСОПРЯЖЕНИЯ

*В.Е. Лазарев, М.И. Грамм, Е.А. Лазарев, А.Н. Лаврик,
F. Franek, A. Pauschitz, G. Vorlaufer, R. Jisa*

Рассмотрен способ создания ортогональной модели шероховатой поверхности для конечно-элементного анализа. С этой целью выделены три характерных уровня представления контактного трибосопряжения. Методами математической статистики описана структура поверхности на микроуровне с оценкой суммарного значения функции спектральной плотности как основного критерия энергетической насыщенности случайного сигнала. Представлен способ моделирования шероховатой поверхности на основе использования ортогональных преобразований произвольных векторов, составляющих матрицу высот микронеровностей фрагмента поверхности.

В подвижных контактных трибосопряжениях, работающих в условиях граничной смазки и внешнего трения, наиболее распространено абразивно-усталостное изнашивание, возникающее при многократном деформировании поверхностных слоев [1]. На деформацию поверхностных слоев существенное влияние оказывает тепловое и напряженное состояние в зоне контакта, зависящее от геометрических параметров микронеровностей контактной поверхности, режима нагружения и механических свойств тел трения.

В поверхностном слое, вследствие высокой концентрации энергии трения возникают градиенты температуры, деформаций и напряжений, определяемые по результатам конечно-элементного анализа температурного и напряженно-деформированного состояния элементов трибосистемы. Оценку температурного и напряженно-деформированного состояния элементов сопряжения с учетом реального микрорельефа трущихся поверхностей подвижного контакта целесообразно выполнять на различных уровнях представления объекта с выделением соответственно микро-, субмакро- и макроуровней.

В качестве примера рассмотрим высоконагруженное подвижное контактное сопряжение с композиционным смазочным материалом в виде графито-масляных макродепо, выполненных в плоской платформе (рис. 1).

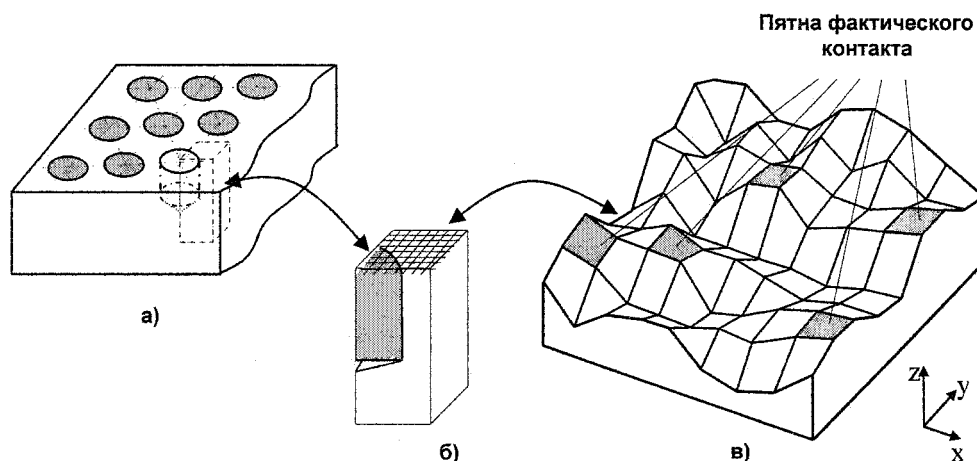


Рис. 1. Представление элемента контактного трибосопряжения с выделением конкретных объектов на уровнях: а – макро, б – субмакро, в – микро

На макроуровне представления поверхности трения (см. рис. 1, а) рассматриваются вопросы структурной оптимизации отдельных элементов и взаимодействие трибосистемы с окружающей средой. На субмакроуровне (см. рис. 1, б) конкретизируются граничные условия задач теплопроводности и контактного теплообмена, а на микроуровне (см. рис. 1, в), методами математической

статистики описывается топографическая структура поверхности с оценкой суммарного значения функции спектральной плотности, как основного критерия энергетической насыщенности и решаются задачи контактного анализа.

При создании математической модели шероховатой поверхности на микроуровне особую важность представляет процедура ее симплификации (упрощения), поскольку профилограмма поверхности в оригинальном виде сложна для дискретизации в виде конечно-элементной сетки из-за непредсказуемости рельефа и трудностей его математического описания [2]. Создание конечно-элементных моделей субмакро- и, особенно, макроуровней также затруднено спецификой формирования множества конечных элементов достаточно малых размеров для описания микро-рельефа шероховатости значительной протяженности и ограниченными в этой связи вычислительными возможностями ЭВМ.

Получаемые в результате конечно-элементного анализа параметры температурного и напряженно-деформированного состояния элемента подвижного трибосопряжения, содержащего фрагмент шероховатой поверхности, например размерами 80×80 мкм, нуждаются в экспериментальной проверке, в частности уровня температуры в реперных точках. Использование в этих целях моделей микроуровня не представляется возможным в связи с крайне малыми размерами, поэтому целесообразно осуществлять экспериментальный контроль получаемых результатов конечно-элементного анализа привлекая модели субмакро- или макроуровней.

При моделировании топографических особенностей фрагмента шероховатой поверхности используется симплифицированный (например, при помощи цифровой фильтрации частот случайного сигнала) вектор поверхностной матрицы высот микронеровностей оригинального образца из латуни CuZn25 (рис. 2). Поверхность образца сканирована бесконтактным оптическим профилометром и восстановлена в цифровом виде стандартными программными средствами с дискретизацией до матрицы в 256×256 точек.

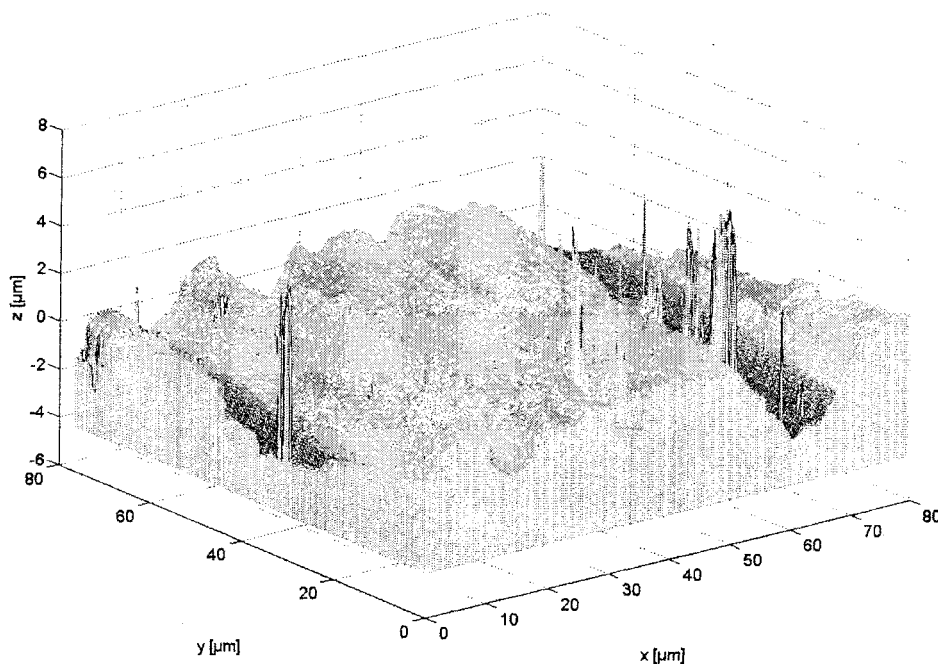


Рис. 2. Результаты сканирования и цифровой обработки поверхности латунного образца

При представлении оригинальной матрицы высот микронеровностей в виде совокупности векторов, формирующих матрицу поверхности, удовлетворительные результаты может дать способ параллельного переноса произвольного оригинального вектора (рис. 3). Однако полученная таким способом поверхность не обладает свойством общности для большинства инженерных поверхностей, поскольку представляет собой частный случай формирования поверхности механической обработкой (например, фрезерованием, плоским шлифованием или полированием) с явно выраженным направлением перемещения обрабатывающего инструмента.

Расчет и конструирование

Известна возможность создания математической модели шероховатой поверхности в виде совокупности отдельных формирующих векторов, причем каждый последующий вектор получают преобразованием предыдущего. В этом случае внешний вид полученной поверхности близок к внешнему виду реальных инженерных поверхностей, прошедших механическую обработку (например, плоским шлифованием), а топография поверхности удобна для создания конечно-элементной модели.

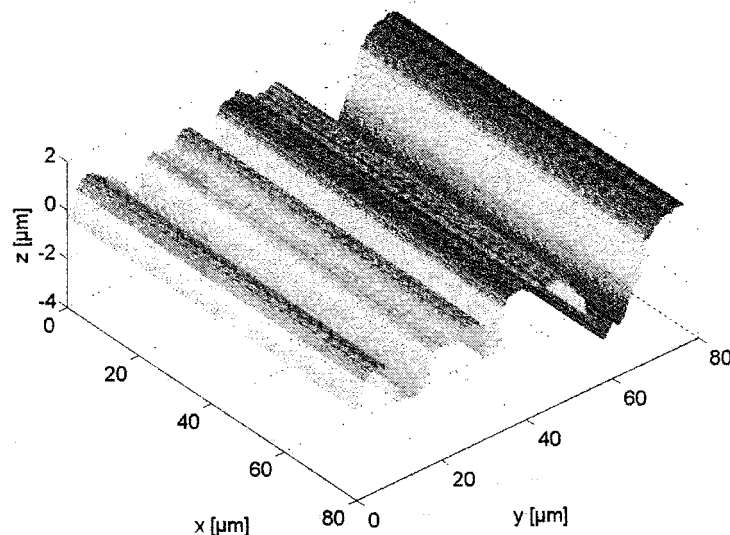


Рис. 3. Формирование рельефа фрагмента шероховатой поверхности параллельным переносом исходного профиля

Для реализации этого подхода в инженерной практике используют ортогональные преобразования, поскольку они позволяют осуществить преобразование оригинального вектора при полном сохранении его энергетической насыщенности, как эквивалента энергетических затрат, необходимых для разрушения формируемых данным вектором высот микронеровностей поверхности. Таким образом, эти преобразования представляют собой наглядный и эффективный инструмент генерации случайных сигналов с заданными энергетическими свойствами, которые могут быть использованы для создания конечно-элементных моделей контактных сопряжений.

Сущность метода ортогональных преобразований заключается в формировании модели контактной поверхности последовательным вращением оригинального произвольного вектора матрицы высот поверхности при полном сохранении его геометрических и, следовательно, энергетических характеристик, поскольку ортогональные преобразования позволяют изменить амплитуды вектора, но сохранить суммарное значение функции спектральной плотности. Случайный сигнал, при этом, следует рассматривать в дискретном его представлении, как совокупность отсчетов в соответствии со степенью дискретизации.

Математически, ортогональные преобразования могут быть выполнены произведением оригинального вектора и ортогональной матрицы, т.е. матрицы, для которой сопряженная ей матрица равна обратной. Такое преобразование называют поворотом вектора, а ортогональную матрицу – матрицей вращения. Таким образом, для создания модели шероховатой поверхности в виде совокупности отдельных формирующих векторов, каждый последующий вектор получают поворотом предыдущего на некоторый угол φ .

Если в качестве оригинального вектора принят вектор случайного профиля матрицы поверхности, то суммарное значение функции его спектральной плотности должно быть определено как

$$\sum P(\omega)_B = \frac{\sum P(\omega)_M}{N},$$

где: $\sum P(\omega)_B$ – суммарное значение функции спектральной плотности вращаемого вектора;

$\sum P(\omega)_M$ – суммарное значение функции спектральной плотности оригинальной матрицы;

N – количество векторов оригинальной матрицы.

Оценка величин спектральной плотности оригинальной поверхности и поверхности, полученной при помощи ортогональных преобразований, может быть выполнена представлением моделированной матрицы высот поверхности в виде амплитудно-частотного спектра с определением суммарного значения функции спектральной плотности.

Для проведения ортогональных преобразований вектора высот исследуемой матрицы необходимо выполнить предварительную подготовку ортогональной матрицы вращения T . Для этого можно использовать известную матрицу Гивенса:

$$T = \begin{bmatrix} \cos \varphi & -\sin \varphi \\ \sin \varphi & \cos \varphi \end{bmatrix}.$$

Использование модифицированной матрицы Гивенса удобно ввиду возможности задания угла поворота вектора в явном виде и моделирования поверхности с идентичным суммарным значением функции спектральной плотности (рис. 4).

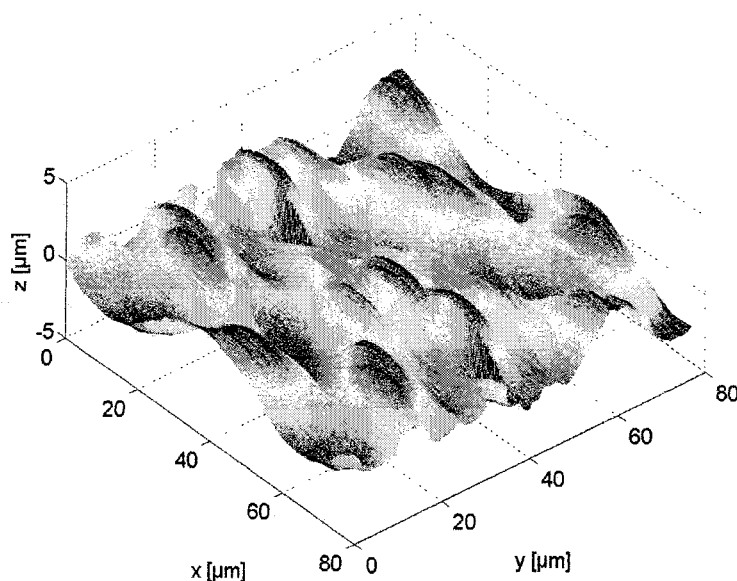


Рис. 4. Формирование рельефа фрагмента шероховатой поверхности поворотом исходного профиля и параллельным переносом

Ортогональная матрица для поворота вектора с числом элементов более двух может быть представлена аналогом матрицы Гивенса с заполненными диагоналями и всеми внедиагональными элементами, равными нулю.

Характерно, что при изменении формы получаемой поверхности ее спектральная плотность остается неизменной по отношению к спектральной плотности поверхности, полученной путем параллельного переноса исходного профиля без осуществления операции вращения.

При условии постоянства номинальной площади исследуемого образца и неизменной степени дискретизации – суммарное значение функции спектральной плотности, характеризующее уровень энергетических затрат на разрушение микронеровностей в контакте, может быть использовано, как оценочный критерий при фильтрации случайного сигнала с целью упрощения поверхностной топографии. В том случае, если разность суммарных значений функции спектральной плотности для матрицы поверхности до и после выполнения фильтрации незначительна или суммарные значения функции спектральной плотности для оригинальной матрицы поверхности и ее топографической модели близки, то можно предположить близкие значения энергетических затрат для механического разрушения оригинальных и моделированных микронеровностей [3].

Произведение оригинального вектора $Z_\varphi(i, j)$ и ортогональной матрицы вращения T представляет собой вектор $Z_{\varphi+d\varphi}(i, j)$, внешне отличающийся от оригинального:

$$Z_{\varphi+d\varphi} = Z_\varphi \times T,$$

но с неизменными энергетическими характеристиками, т. е. с величиной суммарного значения функции спектральной плотности оригинального вектора

Моделирование шероховатой поверхности субмакромодели сопряжения следует разбить на три этапа. Первый этап предполагает формирование векторов микромоделей, при помощи последовательных ортогональных преобразований оригинального вектора микромоделей шероховатой поверхности, полученного профилометрированием. Второй этап предусматривает формирование вектора субмакромодели последовательной стыковкой подготовленных и продольно перенесенных векторов. На третьем этапе осуществляются ортогональные преобразования суммарного вектора субмакромодели и формирование результирующей матрицы высот микронеровностей.

Для исключения появления регулярности рельефа получаемого сигнала целесообразно использовать метод ортогональных преобразований векторов с выбранными случайным образом углами поворота φ .

Создание результирующей матрицы субмакромодели осуществляется ортогональным преобразованием суммарного вектора субмакромодели с последующим его параллельным переносом по аналогии с формированием топографии матрицы шероховатой поверхности на микроуровне. Оценка уровней энергетической насыщенности оригинальной матрицы поверхности и матрицы модели, полученной при помощи ортогональных преобразований, может быть выполнена представлением дискретного сигнала в виде амплитудно-частотного спектра и определением его спектральной плотности $P(\omega)$, как функции амплитуд $A(\omega)$ микронеровностей от частоты: $P(\omega) = |A(\omega)|^2$.

Равенство суммарных значений спектральной плотности оригинальной матрицы высот микронеровностей и ее модели свидетельствует об адекватности оригинала и модели. При этом предполагается равенство энергетических затрат, требующихся для разрушения микронеровностей рельефа оригинальной поверхности и ее модели в ходе процесса трения и изнашивания.

Выводы

1. Ортогональные преобразования вектора случайного сигнала позволяют, сохраняя его суммарную спектральную плотность, создавать модели шероховатых поверхностей с заданными энергетическими характеристиками, методом параллельного переноса.
2. Для последовательного и пропорционального наращивания энергетической насыщенности оригинального вектора субмакромодели в процессе фрагментарного моделирования возможно использование метода стыковки при продольном переносе симплифицированных и ортогонально преобразованных векторов микромоделей.
3. Адекватность модели шероховатой поверхности ее оригиналу, полученному при помощи профилометрирования, может быть подтверждена оценкой суммарного значения функции спектральной плотности модели и матрицы высот микронеровностей оригинальной поверхности.

Научная поддержка

Работа выполнена при поддержке международной ассоциации по обеспечению сотрудничества с учеными Содружества независимых государств – INTAS (Brussels, Belgium) в рамках программы Fellowship Grant for Young Scientists (Ref. Nr. 03-55-2135) совместно с Австрийским центром компетентности в трибологии – AC²T Research GmbH (Wiener Neustadt, Austria).

Литература

1. Крагельский И.В., Михин Н.М. Узлы трения машин: Справочник. – М.: Машиностроение. 1984. – 280 с.
2. Bhushan B. Principles and applications of tribology. – A Wiley-Interscience Publication, 1999. – 1020 p.
3. Моделирование структуры шероховатых поверхностей для конечно-элементного анализа контактных сопряжений / F. Franek, A. Pauschitz, G. Vorlauffer и др. – Челябинск: Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение», 2004. – № 5 (34), вып. 5. – С. 42–49.

ДИНАМИКА ГИБКОГО АСИММЕТРИЧНОГО РОТОРА НА ТРЕХСЛОЙНЫХ ПОДШИПНИКАХ СКОЛЬЖЕНИЯ

В.Н. Прокопьев, В.Г. Каравеев, Е.А. Задорожная, Н.А. Хозенюк

Сформулирована методология решения задачи расчета динамики гибкого асимметричного ротора, опирающегося цапфами на два подшипника скольжения с пакетом плавающих втулок. Задача сводится к решению системы из двадцати четырех уравнений движения пяти элементов ротора, плавающей невращающейся моновтулки и двух вращающихся втулок.

1. Введение. Для уменьшения уровня вибраций малоразмерных роторных машин и, в частности, турбокомпрессоров систем наддува двигателей внутреннего сгорания применяются конструкции подшипников ротора с плавающей вращающейся (ПВ) или невращающейся (ПН) моно-втулкой. Такие подшипники содержат два смазочных слоя и являются двухслойными.

При некоторых сочетаниях конструктивных и режимных параметров системы ротор-подшипник размеры орбит, по которым движутся цапфы ротора и плавающие втулки, существенно возрастают, хотя и остаются ограниченными. Для уменьшения уровня колебаний ротора и втулок, а также передаваемых на подшипники нагрузок могут найти применение конструкции подшипников с тремя смазочными слоями. Это достигается установкой в корпус роторной машины пакета плавающих втулок: ПН моновтулки и двух ПВ втулок.

Конструкцию ротора турбокомпрессора ТКР-8.5С с трехслойными подшипниками иллюстрирует рис. 1. Первый (внутренний) смазочный слой 15 ограничен поверхностью цапфы ротора и внутренней поверхностью ПВ втулки 2, второй (промежуточный) слой 11 образован наружной поверхностью ПВ втулки и внутренней поверхностью ПН моновтулки 6, зафиксированной от вращения штифтом 13, третий (наружный) слой 10 – наружной поверхностью ПН втулки и поверхностью корпуса 6.

Смазка подается через отверстие 8, заполняет окружающую смазочную канавку 14 на наружной поверхности моновтулки и наружный смазочный слой 16. Через отверстие в ПН втулке смазка заполняет сегментную канавку 10 на внутренней поверхности ПН втулки и второй смазочный слой 11. Через шесть радиальных отверстий 12 смазка поступает во внутренний смазочный слой 15.

Если считать ротор с массой $2m$ жестким и симметричным, его подшипники можно рассчитывать, воспользовавшись моделью автономного подшипника [1–3]. Итогом расчета являются параметры расчетных траекторий (орбит), по которым под действием приложенных нагрузок движутся центры цапф ротора и втулок, а также гидромеханические характеристики: минимальные толщины смазочных слоев, гидродинамические давления, потери на трение, расходы смазки и т. д.

В реальных конструкциях, например в конструкции турбокомпрессора ТКР-8,5С, инерционные характеристики турбинного и компрессорного колес отличаются более чем в два раза; колеса ротора несимметрично расположены относительно подшипников, а диаметр вала 5 меняется от 17 мм в районе турбинного колеса до 8 мм – около компрессорного. Под действием нагрузок ступенчатый вал ротора деформируется таким образом, что все точки его оси движутся по различным траекториям, а консольно расположенные турбинное 7 и компрессорное 1 колеса совершают сложные прецессионные движения. Геометрические центры цапф и втулок движутся по некоторым траекториям, параметры которых для левого и правого подшипника отличаются. Движения шипов (цапф) каждого подшипника не может рассматриваться независимо, т. к. между цапфами существуют упругие связи – вал ротора. Поэтому расчет подшипников скольжения должен происходить в рамках решения связанной задачи динамики гибкого ротора на подшипниках с пакетом плавающих втулок.

Практические результаты в области расчета динамики гибких роторов на обычных (одно-слойных) подшипниках скольжения получены в работах Рула и Букера [4], Нельсона, Мак-Во [5], Кирка и Гантера [6], Лунда, Орката [7], Шена [8], Натараджа, Нельсона [9]. Расчету динамики

Расчет и конструирование

гибкого асимметричного ротора на подшипниках с плавающей вращающейся втулкой посвящена статья Ли [10], в значительной степени опирающаяся на исследования Кирка и Гантера [6].

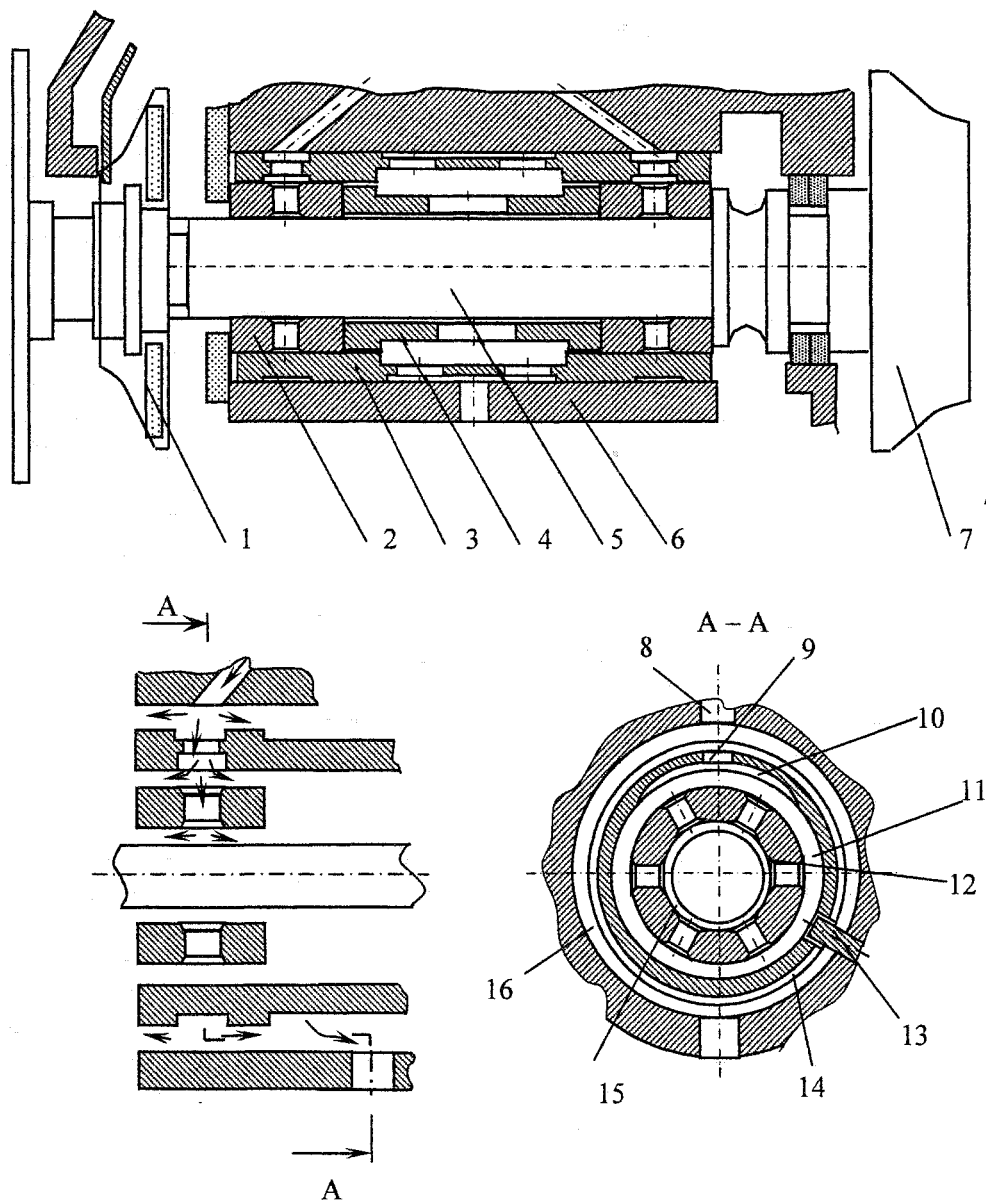


Рис. 1. Конструкция ротора на подшипниках с пакетом плавающих втулок: 1 – компрессорное колесо; 2 – плавающая вращающаяся втулка; 3 – плавающая невращающаяся моноштулка; 4 – дистанционная втулка; 5 – ротор; 6 – средний корпус турбокомпрессора; 7 – турбинное колесо; 8, 9, 12 – отверстия для подачи смазки; 10, 14 – сегментная, кольцевая канавки; 11, 15, 16 – смазочные слои; 13 – штифт

Разработанная авторами методика расчета динамики гибкого несимметричного ротора на двухслойных подшипниках, т. е. подшипниках с плавающей втулкой [11], отличается от известных главным образом уточнением гидродинамической части задачи. Так при расчете поля давлений в смазочном слое и потерь на трение рассматривается реальная конструкция подшипников, на поверхностях которых всегда располагаются источники смазки. Динамическое поведение системы «гибкий ротор – гидродинамические подшипники скольжения» определяется с учетом зависимости вязкости смазки от эффективной температуры смазочных слоев. При расчете температуры учитывается рециркуляция масла из смазочного слоя в источники, также теплообмен между смазочными слоями и поверхностями их ограничивающими.

В настоящей работе методика, изложенная в статье [11], распространена на систему «ротор – трехслойные подшипники скольжения». Содержание статьи охватывает постановку задачи рас-

чета динамики гибкого ротора, описание расчетной модели, вывод основных уравнений, а также методику расчета нагрузок, действующих на подшипники скольжения.

2. Моделирование динамики гибкого ротора на подшипниках с тремя смазочными слоями. Динамическая модель ротора турбокомпрессора с несимметрично расположенными колесами, опирающегося на два трехслойных подшипника, разработанная применительно к турбокомпрессору ТКР-8,5С (см. рис. 1), приведена на рис. 2. Ось OZ инерциальной системы координат $OXYZ$ проведена через геометрические центры корпусов подшипников. Начало координат O располагается в геометрическом центре \tilde{O}_1 диска, моделирующего турбинное колесо при недеформированном положении вала.

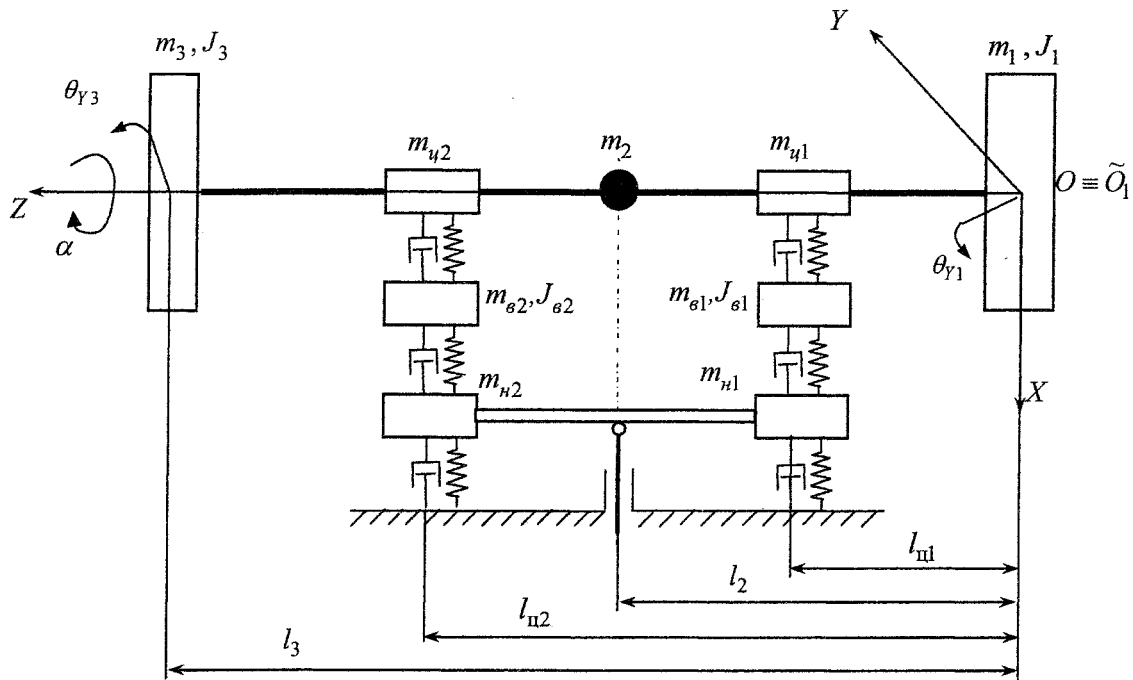


Рис. 2. Динамическая модель ротора турбокомпрессора

Ротор представлен в виде пяти масс, соединенных между собой безмассовыми гибкими стержнями (участками). Жесткостные характеристики вала ступенчато изменяются по его длине.

Две точечные массы m_{yk} , $k=1, 2$ моделируют цапфы ротора. Участок вала между двумя подшипниками моделируется точечной массой m_2 , колеса ротора – тонкими дисками с полярными J_i и экваториальными $J_{\partial i}$, $i=1, 3$ моментами инерции и массами m_i . Массы дисков располагаются в центре масс соответствующих колес, точечные массы m_{u1} , m_{u2} , m_2 сосредоточены, соответственно, в средних сечениях подшипников $Z_k = l_{yk}$, $k=1, 2$ и участка вала $l = l_{u2} - l_{u1}$ между подшипниками.

Предполагается, что каждая ПВ втулка совершает плоское движение и моделируется цилиндром с массой $m_{\partial k}$ и полярным моментом инерции $J_{\partial k}$, $k=1, 2$.

НВ моновтулка представляет собой цилиндр переменной толщины (см. рис. 1). Для снижения массы и жесткости втулки в средней ее части выполняются отверстия. Вращение моновтулки вокруг оси Z ограничено штифтом. Зазор между штифтом и моновтулкой значительно больше, чем суммарный установочный зазор. Поэтому предполагается, что штифт не ограничивает линейные перемещения моновтулки, и ее движение в плоскости $\tilde{O}XY$ предполагается плоскопараллельным. Движение ПН моновтулки в плоскости $\tilde{O}XY$ штифтом не ограничено. Смещениями моновтулки вдоль оси Z пренебрегаем. Динамическая модель ПН моновтулки представлена двумя равновеликими точечными массами m_{nk} , $k=1, 2$, соединенными абсолютно жестким невесомым стержнем, $m_{n1} = m_{n2} = m_n/2$, где m_n – масса моновтулки. Положения масс m_{nk} соот-

Расчет и конструирование

ветствуют срединным сечениям подшипников $Z_k = l_{yk}$. Абсолютно жесткий шток, моделирующий штифт, ограничивает лишь вращение моноштулки вокруг оси Z .

Положение всех масс определяется их расстояниями l_i , $i = 2, 3$, l_{yk} , $k = 1, 2$ до центра масс первого диска.

Цапфы, ПВ, ПН втулки и корпус разделены тонкими смазочными слоями. На рис. 2 смазочные слои представлены в виде упругих и демфирующих элементов с нелинейными свойствами. Оси вращения цапф вала, ПВ и ПН втулок остаются параллельными.

Ввиду малости углов изгиба вала предполагается, что геометрические центры дисков и точечные массы при движении остаются в соответствующих плоскостях, перпендикулярных оси OZ . Положения геометрических центров шипов, втулок, точечных масс и дисков в системе координат $OXYZ$ описываются координатами X_{yk}, Y_{yk} , X_{ak}, Y_{ak} , X_{nk}, Y_{nk} , $k = 1, 2$; X_i, Y_i , $i = 1, \dots, 3$. Вращение дисков относительно осей координат OX, OY определяется углами θ_{Xi}, θ_{Yi} , $i = 1, 3$ (рис. 3). Положительные направления отсчета углов приняты по ходу часовой стрелки, смотря соответственно, с положительного конца осей OX и OY . Вращения шипов и ПВ втулок относительно оси OZ определяются углами β_{yk}, β_{ak} , $k = 1, 2$. При установившемся режиме $\alpha_{yk} = \alpha = \omega t$, где $\omega = \text{const}$ – угловая скорость вращения вала ротора, t время.

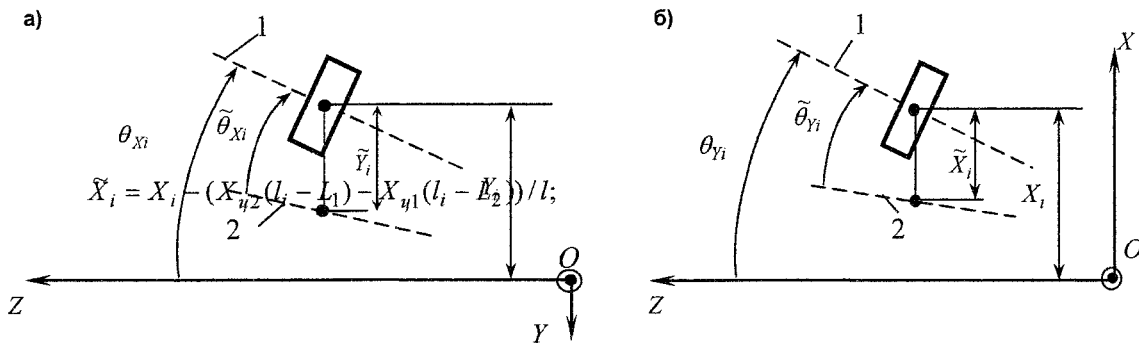


Рис. 3. Угловые координаты дисков: 1, 2 – проекции полярной оси диска и оси центров цапф на плоскости OYZ (а) и OXZ (б)

Движение ротора представим следующей суперпозицией: 1 – движение оси ротора, как жесткого целого, в пределах зазоров подшипников; 2 – упругие смещения элементов ротора относительно жесткой оси (рис. 4), обозначенные символом «~».

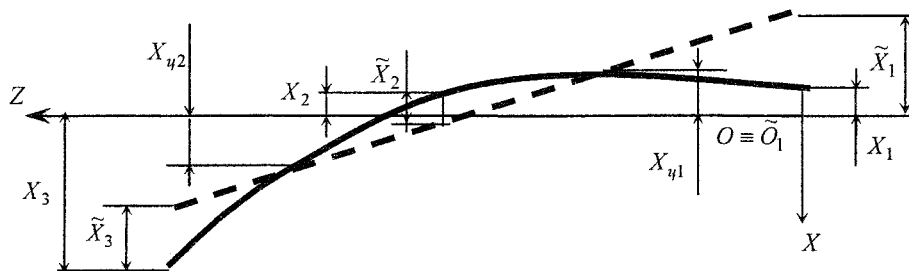


Рис. 4. Вал, деформированный в плоскости OXZ :

--- ось центров цапф ротора; — деформированный вал

Относительные линейные \tilde{X}_i, \tilde{Y}_i и угловые $\tilde{\theta}_{Xi}, \tilde{\theta}_{Yi}$ перемещения i -го элемента связаны с соответствующими абсолютными перемещениями равенствами:

$$\tilde{Y}_i = Y_i - (Y_{y2}(l_i - L_1) - Y_{y1}(l_i - L_2))/l_i;$$

$$\tilde{\theta}_{Xi} = \theta_{Xi} - (Y_{y2} - Y_{y1})/l_i; \quad \tilde{\theta}_{Yi} = \theta_{Yi} - (X_{y2} - X_{y1})/l_i, \quad i = 1, \dots, 3.$$

Дифференциальные уравнения движения элементов ротора получим в форме уравнений Лагранжа:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_n} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_n} = Q_n, \quad (1)$$

где T – кинетическая энергия в инерциальной системе координат; $\{q_n\}, \{\dot{q}_n\}, \{Q_n\}$ – обобщенные координаты, скорости и силы элементов ротора ($n = 1, \dots, 4$ – для дисков, $n = 1, 2$ – для точечных масс).

Движение i -го диска ($i = 1, 3$) образуется поступательными перемещениями в направлениях осей OX, OY и вращательными движениями вокруг этих осей. Введем систему координат $\tilde{O}_i X' Y' Z'$, совершающую поступательное движение в неподвижной системе координат $OXYZ$ (рис. 5). Соответствующие оси этих двух систем параллельны. Система координат $\tilde{O}_i \eta \zeta \xi$ закреплена на диске, оси $\tilde{O}_i \eta \zeta$ расположены в его плоскости.

Кинетическую энергию i -го диска при расположении центра масс в \tilde{O}_i запишем в виде:

$$T_i = T_{i1} + T_{i2}. \quad (2)$$

Здесь $T_{i1} = 0,5 m_i V_i^2$ – кинетическая энергия диска в поступательном движении, $V_i = \sqrt{\dot{x}_i^2 + \dot{y}_i^2}$ – скорость геометрического центра диска; T_{i2} – кинетическая энергия во вращательном движении диска с угловой скоростью Ω относительно мгновенной оси вращения, проходящей через этот центр.

Полагая, что диск – тело вращения вокруг оси $\tilde{O}_i z$ (оси $\tilde{O}_i \eta, \zeta, \xi$ – главные центральные оси инерции), запишем:

$$T_{i2} = 0,5 \left(J_{\tilde{O}_i \eta} \Omega_{\eta_i}^2 + J_{\tilde{O}_i \zeta} \Omega_{\zeta_i}^2 + J_{\tilde{O}_i \xi} \Omega_{\xi_i}^2 \right), \quad (3)$$

где $J_{\tilde{O}_i \eta} = J_{\eta_i} = J_{\zeta_i}, J_{\tilde{O}_i \zeta} = J_{\zeta_i}, J_{\tilde{O}_i \xi} = J_{\xi_i}$ – моменты инерции диска относительно подвижных осей $\tilde{O}_i \eta, \zeta, \xi$; $\Omega_{\eta_i}, \Omega_{\zeta_i}, \Omega_{\xi_i}$ – проекции на эти оси вектора Ω угловой скорости вращения диска вокруг мгновенной оси вращения.

Учитывая кинематические соотношения Эйлера для левой системы координат $\Omega_{\eta_i} = \dot{\theta} \sin \phi - \dot{\psi} \sin \theta \cos \phi$, $\Omega_{\zeta_i} = \dot{\theta} \cos \phi + \dot{\psi} \sin \theta \sin \phi$, $\Omega_{\xi_i} = -\dot{\phi} + \dot{\psi} \cos \theta$, из уравнения (3) находим

$$T_{i2} = \frac{1}{2} \left[J_{\tilde{O}_i \eta} (\dot{\psi}^2 \sin^2 \theta + \dot{\theta}^2) + J_{\tilde{O}_i \xi} (-\dot{\phi} + \dot{\psi} \cos \theta)^2 \right].$$

В уравнениях (3) углы Эйлера обозначены следующим образом: ψ – прецессии, θ – нутации, ϕ – собственного вращения. Угол ψ отсчитывается от оси $\tilde{O}_i X'$ не как обычно принято – до линии $\tilde{O}_i N$, а до линии $\tilde{O}_i L$ – проекции оси $\tilde{O}_i \xi$ на координатную плоскость $\tilde{O}_i X' Y'$ (рис. 5, 6). Направление отсчета угла ϕ считается положительным по ходу часовой стрелки, смотря с конца оси $\tilde{O}_i \xi$.

Ввиду малости угла θ полагаем:

$$\Omega_{\xi_i} \approx -\dot{\phi} + \dot{\psi}; \quad \theta_{Y_i} \approx \theta \cos \psi; \quad \theta_{X_i} \approx \theta \sin \psi;$$

$$\dot{\theta}_{Y_i} \approx \dot{\theta} \cos \psi - \theta \dot{\psi} \sin \psi; \quad \dot{\theta}_{X_i} \approx \dot{\theta} \sin \psi + \theta \dot{\psi} \cos \psi.$$

Раскладывая функцию $\cos \theta$ в ряд по степеням θ , получаем:

$$T_{i2} = \frac{1}{2} \left[J_{\tilde{O}_i \eta} (\dot{\psi}^2 \theta^2 + \dot{\theta}^2) + J_{\tilde{O}_i \xi} (-\dot{\phi} + \dot{\psi} (1 - \frac{\theta^2}{2} + \dots))^2 \right].$$

Поскольку $\dot{\theta}_{X_i}^2 + \dot{\theta}_{Y_i}^2 = \dot{\theta}^2 + \theta^2 \dot{\psi}^2$, $\dot{\theta}_{X_i} \theta_{Y_i} - \dot{\theta}_{Y_i} \theta_{X_i} = \theta^2 \dot{\psi}$, кинетическая энергия i -го диска во вращательном движении равна

Расчет и конструирование

$$T_{i2} = \frac{1}{2} \left[J_{\text{Э}i} (\dot{\theta}_{Xi}^2 + \dot{\theta}_{Yi}^2) + J_i \left(-\dot{\phi} + \dot{\psi} - \frac{\dot{\psi} \theta^2}{2} \right)^2 \right]$$

или

$$T_{i2} = \frac{1}{2} \left[J_{\text{Э}i} (\dot{\theta}_{Xi}^2 + \dot{\theta}_{Yi}^2) + J_i (\omega^2 + \omega (\dot{\theta}_{Xi} \theta_{Yi} - \dot{\theta}_{Yi} \theta_{Xi})) \right], \quad (4)$$

где частота вращения ротора $\omega \approx \dot{\phi} - \dot{\psi}$.

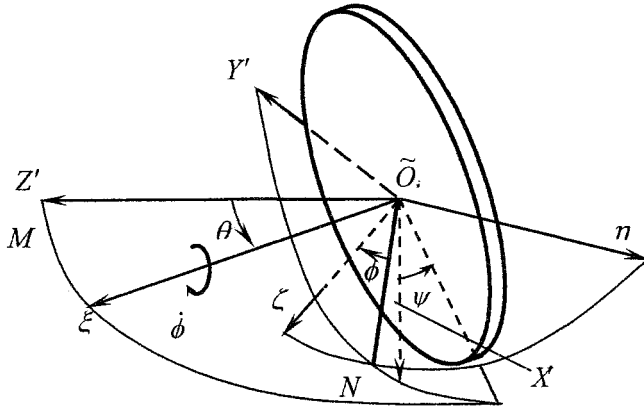


Рис. 5. Геометрия диска

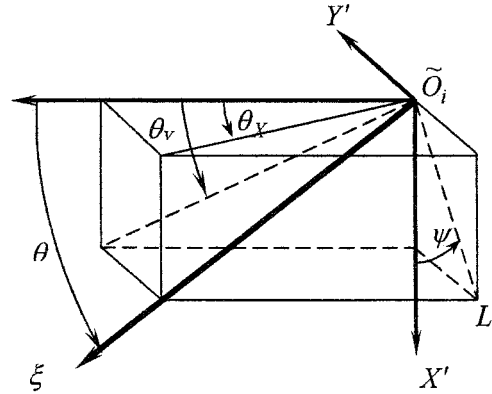


Рис. 6. Углы перекоса вала

Подстановкой (4) в (2) получаем следующее выражение для кинетической энергии дисков:

$$T_D = \sum_{i=1,3} \frac{1}{2} m_i (\dot{X}_i^2 + \dot{Y}_i^2) + \frac{1}{2} \left\{ J_{\text{Э}i} (\dot{\theta}_{Xi}^2 + \dot{\theta}_{Yi}^2) + J_i \left[\omega^2 + \omega (\dot{\theta}_{Xi} \theta_{Yi} - \dot{\theta}_{Yi} \theta_{Xi}) \right] \right\}. \quad (5)$$

Кинетическую энергию точечной массы m_2 запишем как

$$T_m = 0,5 m_2 (\dot{X}_2^2 + \dot{Y}_2^2),$$

а уравнения Лагранжа (1) с учетом (5) преобразуем к виду

$$\begin{aligned} P_{Xi} &= -m_i \ddot{X}_i + m_i g; & P_{Yi} &= -m_i \ddot{Y}_i; \\ M_{Xi} &= -J_{\text{Э}i} \ddot{\theta}_{Xi} + G_{Xi}; & M_{Yi} &= -J_{\text{Э}i} \ddot{\theta}_{Yi} + G_{Yi}. \end{aligned} \quad (6)$$

Здесь P_{Xi}, P_{Yi} и M_{Xi}, M_{Yi} – приведенные к геометрическому центру \tilde{O}_i силы и моменты пар сил, с которыми i -й диск действует на вал, g – ускорение свободного падения, $G_{Xi} = -J_i \omega \dot{\theta}_{Yi}$, $G_{Yi} = J_i \omega \dot{\theta}_{Xi}$ – гироскопические моменты, вызываемые прецессией ротора.

Если центр масс i -го диска не находится в его геометрическом центре \tilde{O}_i , а корпус подшипников движется поступательно с ускорением j в положительном направлении оси $O_i X$, два первых равенства системы (6) принимают вид

$$P_{Xi} = -m_i \ddot{X}_i + m_i (g - j) + F_{Xi}; \quad P_{Yi} = -m_i \ddot{Y}_i + F_{Yi}, \quad (7)$$

где $F_{Xi} = m_i e_i \omega^2 \sin(\alpha + \eta_i)$, $F_{Yi} = m_i e_i \omega^2 \cos(\alpha + \eta_i)$ – проекции на оси $O_i X Y$ действующей на i -й диск силы, вызванной дисбалансом e_i ; η_i – фазовый угол неуравновешенной массы; $m_i j$ – переносная сила инерции.

Из (7) при $i = 2$ следуют уравнения движения точечной массы m_2 :

$$P_{X2} = -m_2 \ddot{X}_2 + m_2 (g - j) + F_{X2}; \quad P_{Y2} = -m_2 \ddot{Y}_2 + F_{Y2}. \quad (8)$$

Для определения деформированного состояния вала воспользуемся гипотезой плоских сечений. Деформации в месте расположения геометрических центров дисков и точечных масс от действия приложенных сил определяются формулами:

$$\tilde{X}_{ij} = a_{ij} P_{Xj} + b_{ij} M_{Yj}; \quad \tilde{Y}_{ij} = a_{ij} P_{Yj} + b_{ij} M_{Xj}; \quad i = 1, \dots, 3, \quad j = 1, \dots, 3;$$

$$\tilde{\theta}_{Xij} = \phi_{ij} P_{Yj} + \gamma_{ij} M_{Xj}; \quad \tilde{\theta}_{Yij} = \phi_{ij} P_{Xj} + \gamma_{ij} M_{Yj}; \quad i = 1, 3, \quad j = 1, 3.$$

Здесь $\tilde{X}_{ij}, \tilde{Y}_{ij}$ – относительные перемещения геометрического центра \tilde{O}_i диска и точечной массы m_2 (см. рис. 5); $\tilde{\theta}_{Xij}, \tilde{\theta}_{Yij}$ – относительные угловые перемещения i -го элемента ротора под действием сил, приложенных к участку ротора в месте расположения j -го элемента, отсчитываемые от линии, соединяющей центры цапф; $a_{ij}, b_{ij}, \phi_{ij}, \gamma_{ij}$ – коэффициенты влияния: a_{ij}, b_{ij} – линейные и ϕ_{ij}, γ_{ij} – угловые перемещения в направлениях осей $O_i X, O_i Y$ геометрического центра \tilde{O}_i i -го элемента от соответствующих единичных сил и моментов, приложенных к участку ротора в месте расположения j -го элемента.

Относительные линейные \tilde{X}_i, \tilde{Y}_i и угловые перемещения $\tilde{\theta}_{Xi}, \tilde{\theta}_{Yi}$ под действием всех сил, приложенных к ротору, получаются суммированием:

$$\begin{aligned} \tilde{X}_i &= a_{i1} P_{X1} + b_{i1} M_{Y1} + a_{i2} P_{X2} + a_{i3} P_{X3} + b_{i3} M_{Y3}; \\ \tilde{Y}_i &= a_{i1} P_{Y1} + b_{i1} M_{X1} + a_{i2} P_{Y2} + a_{i3} P_{Y3} + b_{i3} M_{X3}; \\ \tilde{\theta}_{Xij} &= \phi_{i1} P_{Y1} + \gamma_{i1} M_{X1} + \phi_{i2} P_{Y2} + \phi_{i3} P_{Y3} + \gamma_{i3} M_{X3}; \\ \tilde{\theta}_{Yij} &= \phi_{i1} P_{X1} + \gamma_{i1} M_{Y1} + \phi_{i2} P_{X2} + \phi_{i3} P_{X3} + \gamma_{i3} M_{Y3}. \end{aligned} \quad (9)$$

Учитывая (7), (8), представим равенства (9) в виде

$$\begin{aligned} \tilde{X}_i &= a_{i1}(-m_1 \ddot{X}_1 + m_1(g-j) + F_{X1}) + b_{i1}(-J_{\partial 1} \ddot{\theta}_{Y1} + G_{X1}) + a_{i2}(-m_2 \ddot{X}_2 + m_2(g-j) + \\ &\quad + F_{X2}) + a_{i3}(-m_3 \ddot{X}_3 + m_3(g-j) + F_{X3}) + b_{i3}(-J_{\partial 3} \ddot{\theta}_{Y3} + G_{X3}); \\ \tilde{Y}_i &= a_{i1}(-m_1 \ddot{Y}_1 + F_{Y1}) + b_{i1}(-J_{\partial 1} \ddot{\theta}_{X1} + G_{Y1}) + a_{i2}(-m_2 \ddot{Y}_2 + F_{Y2}) + \\ &\quad + a_{i3}(-m_3 \ddot{Y}_3 + F_{Y3}) + b_{i3}(-J_{\partial 3} \ddot{\theta}_{X3} + G_{Y3}), \quad i = 1, \dots, 3. \\ \tilde{\theta}_{Xi} &= \phi_{i1}(-m_1 \ddot{Y}_1 + F_{Y1}) + \gamma_{i1}(-J_{\partial 1} \ddot{\theta}_{X1} + G_{X1}) + \phi_{i2}(-m_2 \ddot{Y}_2 + F_{Y2}) + \\ &\quad + \phi_{i3}(-m_3 \ddot{Y}_3 + F_{Y3}) + \gamma_{i3}(-J_{\partial 3} \ddot{\theta}_{X3} + G_{X3}); \\ \tilde{\theta}_{Yi} &= \phi_{i1}(-m_1 \ddot{X}_1 + m_1(g-j) + F_{X1}) + \gamma_{i1}(-J_{\partial 1} \ddot{\theta}_{Y1} + G_{Y1}) + \phi_{i2}(-m_2 \ddot{X}_2 + m_2(g-j) + \\ &\quad + F_{X2}) + \phi_{i3}(-m_3 \ddot{X}_3 + m_3(g-j) + F_{X3}) + \gamma_{i3}(-J_{\partial 3} \ddot{\theta}_{Y3} + G_{Y3}), \quad i = 1, 3. \end{aligned}$$

В матричной форме уравнения движения дисков и точечных масс записываются как

$$[A] \begin{Bmatrix} \ddot{X} \\ \ddot{Y} \\ \ddot{\theta}_X \\ \ddot{\theta}_Y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \Phi_X \\ \Phi_Y \\ \Lambda_X \\ \Lambda_Y \end{Bmatrix}. \quad (10)$$

Здесь A – матрица масс и коэффициентов влияния, $\ddot{X}, \ddot{Y}, \ddot{\theta}_X, \ddot{\theta}_Y$ – векторы-столбцы обобщенных перемещений, $\Phi_X, \Phi_Y, \Lambda_X, \Lambda_Y$ – векторы-столбцы с элементами, определяемыми выражениями, приведенными в приложении статьи [11].

В правой части системы (10) присутствуют слагаемые $\tilde{X}_i, \tilde{Y}_i, \tilde{\theta}_{Xi}, \tilde{\theta}_{Yi}$, нелинейно зависящие от перемещений цапф ротора. Поэтому система десяти дифференциальных уравнений движения (10) содержит 14 неизвестных. Дополнительные соотношения для $\tilde{X}_i, \tilde{Y}_i, \tilde{\theta}_{Xi}, \tilde{\theta}_{Yi}$ должны быть получены из системы уравнений движения подвижных элементов подшипников.

Система координат OXY (рис. 7) закреплена на корпусе роторной машины. Локальные системы $O_{yk} x_{yk} y_{yk}$, $O_{ek} x_{ek} y_{ek}$ и $O_{nk} x_{nk} y_{nk}$, связанные с k -й цапфой ротора и соответствующей плавающей и невращающейся втулками, введены для определения реакций на подвижные элементы k -го подшипника со стороны первого (внутреннего) $R_{xk}^{(1)}, R_{yk}^{(1)}$, второго (промежуточного) $R_{xk}^{(2)}, R_{yk}^{(2)}$ и третьего (внешнего) $R_{xk}^{(3)}, R_{yk}^{(3)}$ смазочных слоев. Координаты центров шипа O_{yk} ,

Расчет и конструирование

втулок O_{ek} , O_{hk} в системе OXY , обозначенные на рис. 7 через $X_{yk}, Y_{yk}, X_{ek}, Y_{ek}, X_{hk}, Y_{hk}$, $k = 1, 2$, определяются интегрированием следующих уравнений:

$$m_{yk} \frac{d^2 X_{yk}}{dt^2} = m_{yk}(g-j) + m_{yk} e_{yk} \omega^2 \cos(\omega t) - [R_{xk}^{(1)} \cos(\omega_{ek} t) - R_{yk}^{(1)} \sin(\omega_{ek} t)] + F_{Xk}; \quad (11)$$

$$m_{yk} \frac{d^2 Y_{yk}}{dt^2} = m_{yk} e_{yk} \omega^2 \sin(\omega t) - [R_{xk}^{(1)} \sin(\omega_{ek} t) + R_{yk}^{(1)} \cos(\omega_{ek} t)] + F_{Yk}; \quad (12)$$

$$m_{ek} \frac{d^2 X_{ek}}{dt^2} = m_{ek}(g-j) - R_{Xk}^{(2)} + [R_{xk}^{(1)} \cos(\omega_{ek} t) - R_{yk}^{(1)} \sin(\omega_{ek} t)]; \quad (13)$$

$$m_{ek} \frac{d^2 Y_{ek}}{dt^2} = -R_{Yk}^{(2)} + [R_{xk}^{(1)} \sin(\omega_{ek} t) + R_{yk}^{(1)} \cos(\omega_{ek} t)]; \quad (14)$$

$$J_{ek} \frac{d\omega_{ek}}{dt} = M_k^{(1)} + M_k^{(2)}; \quad (15)$$

$$m_{hk} \left(\frac{d^2 X_{hk}}{dt^2} \right) = R_{Xk}^{(3)} + m_{hk}(g-j) - R_{Xk}^{(2)}; \quad (16)$$

$$m_{hk} \left(\frac{d^2 Y_{hk}}{dt^2} \right) = R_{Yk}^{(3)} - R_{Yk}^{(2)}.$$

Здесь m_{ek} , m_{hk} – расчетные массы втулок; e_{ek} , e_{yk} – расстояния (дисбалансы) центров масс ПВ втулок и шипов от центров O_{ek} и O_{yk} их вращения; $R_{xk}^{(1)}, R_{yk}^{(1)}$ – проекции реакций гидродинамических давлений внутреннего (первого) смазочного слоя k -го подшипника на оси системы $O_{ek}x_{yk}$, закрепленной на ПВ втулке; F_{ki}, F_{Yk} – внешние нагрузки, действующие на k -ю цапфу со стороны других элементов ротора; $R_{Xk}^{(2)}, R_{Yk}^{(2)}, R_{Xk}^{(3)}, R_{Yk}^{(3)}$ – реакции второго и третьего смазочного слоя k -го подшипника в системе OXY ; J_{ek} – момент инерции ПВ втулки; $m_{ek}j, m_{hk}j$ и $m_{yk}j$ – силы инерции, обусловленные кинематическим возбуждением, т.е. движением корпуса турбокомпрессора в положительном направлении оси OX с ускорением j ; $M_k^{(1)}, M_k^{(2)}$ – моменты относительно центра O_{ek} от касательных напряжений, действующих со стороны смазочных слоев k -го подшипника на внутреннюю и наружную поверхности ПВ втулки соответственно.

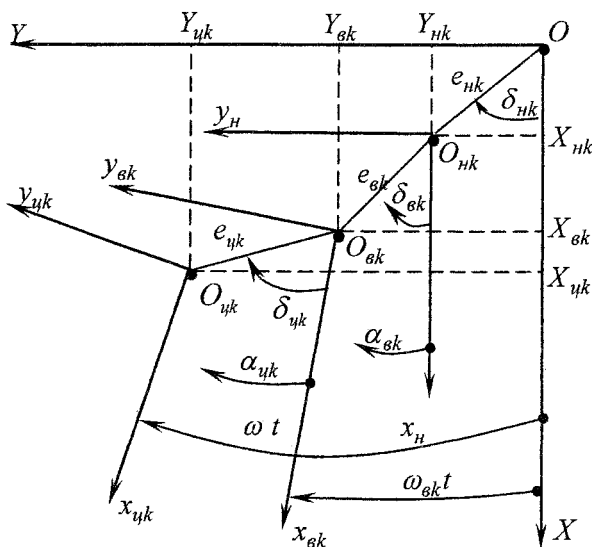


Рис. 7. Система координат для подшипника с тремя смазочными слоями

В выражениях (11), (12) проекции сил F_{Xk}, F_{Yk} , действующих на k -ю цапфу со стороны других элементов ротора, определяются из условий равновесия сил и моментов для схемы, изображенной на рис. 8:

$$F_{X1} = -\Pi_{X1} = -\sum_{i=1}^3 (M_{Yi} / L - f_i P_{Xi}); \quad F_{Y1} = -\Pi_{Y1} = -\sum_{i=1}^3 (M_{Xi} / L - f_i P_{Yi});$$

$$F_{X2} = -\Pi_{X2} = -\sum_{i=1}^3 (M_{Yi} / L - d_i P_{Xi}); \quad F_{Y2} = -\Pi_{Y2} = -\sum_{i=1}^3 (M_{Xi} / L - d_i P_{Yi}).$$

Здесь $\Pi_{Xk}, \Pi_{Yk}, k = 1, 2$ – опорные реакции; $f_i = (L_2 - l_i) / L$; $d_i = (l_i - L_1) / L$; $i = 1, \dots, 3, l_1 = 0$.

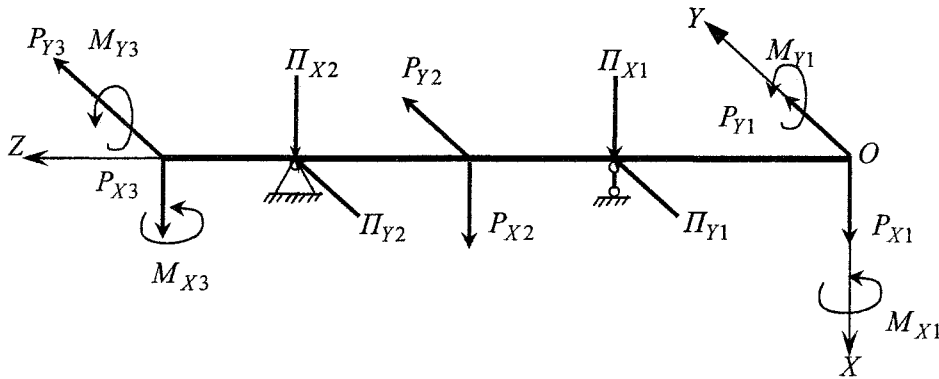


Рис. 8. Схема для расчета внешних нагрузок на цапфы

Реакции внутреннего (первого) смазочного слоя на k -ю цапфу ротора в системе координат OXY , закрепленной на корпусе турбокомпрессора, определяются формулами:

$$R_{Xk}^{(1)} = R_{xk}^{(1)} \cos(\omega_{ek}t) - R_{yk}^{(1)} \sin(\omega_{ek}t);$$

$$R_{Yk}^{(1)} = R_{xk}^{(1)} \sin(\omega_{ek}t) + R_{yk}^{(1)} \cos(\omega_{ek}t). \quad (16)$$

Реакции смазочных слоев каждого из двух подшипников связаны с гидродинамическими давлениями известными соотношениями

$$R_{Xk}^{(j)} = -r_k^{(j)} \iint_{\Omega_{Ak}^{(j)}} p_k^{(j)} \cos \varphi d\varphi dz; \quad R_{Yk}^{(j)} = -r_k^{(j)} \iint_{\Omega_{Ak}^{(j)}} p_k^{(j)} \sin \varphi d\varphi dz.$$

Здесь $p_k^{(j)}(\varphi, z)$ – поле гидродинамических давлений в j -м смазочном слое k -го подшипника, определяемое интегрированием уравнений Рейнольдса; φ, z – окружная и осевая координаты смазочного слоя; $\Omega_{Ak}^{(j)}$ – активная область смазочного слоя; $r_k^{(j)}$ – радиус шипа. Под шипом понимается: для внутреннего смазочного слоя – цапфа, для промежуточного – ПВ втулка, для внешнего – ПН втулка.

Таким образом, решение задачи расчета динамики гибкого ротора на подшипниках с тремя смазочными слоями сводится к решению системы уравнений движения (10) для дисков и центральной массы (10 уравнений) и системы вида (11)–(16) – для двух трехслойных подшипников (14 уравнений).

В процессе расчета динамики гибкого ротора на подшипниках с тремя смазочными слоями определяются траектории движения всех элементов ротора (два колеса, две цапфы и центральная масса), положение упругой линии вала ротора в каждый момент времени, а также следующие гидромеханические характеристики подшипников.

Средние за цикл:

- мощности потерь $N_k^{(j)}$ в смазочных слоях каждого подшипника и суммарные потери;
- расходы смазки в торцы k -го подшипника из каждого смазочного слоя $Q_{Bk}^{(j)}$ и суммарные расходы через k -й подшипник $Q_{\Sigma k}$;

- расчетные (эквивалентные) температуры смазочных слоев $T_{Эк}^{(j)}$ подшипников. Экстремальные за цикл:
- толщины смазочных слоев $\inf h_{\min,k}^{(j)}$;
- гидродинамические давления $\sup p_{\max,k}^{(j)}$.

Систему уравнений движения (10)–(16) можно использовать для расчета динамики гибкого асимметричного ротора как на трех- и двухслойных подшипниках, так и на подшипниках без промежуточных элементов. Пример расчета динамики гибкого асимметричного ротора на двухслойных подшипниках приведен в работе [12].

В настоящее время проводится адаптация численных алгоритмов, разработанных для решения задач динамики симметричного и асимметричного ротора на двухслойных подшипниках, на случай применения пакета втулок.

Представленная работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект 04-01-96-088) и аналитической ведомственной целевой программы «Развитие научного потенциала высшей школы (2006–2008 годы)» (код проекта РНП 2.1.2.2285).

Литература

1. Прокопьев В.Н. и др. Разработка чертежно-технической документации и проведение испытаний турбокомпрессоров ТКР-8,5 с различными вариантами конструкции подшипниковых узлов. Выполнение расчетных исследований и формулировка рекомендаций по совершенствованию конструкций подшипниковых узлов // Отчет о научно-исследовательской работе. № 01200407780, инв. № 02.200404133. – Челябинск, 2004. – 76 с.
2. Применение для роторов малоразмерных турбокомпрессоров опор скольжения с пакетом плавающих втулок/ В.Н. Прокопьев, А.К. Бояришинова, Е.А. Задорожная, А.С. Фишер // Конструирование и эксплуатация наземных транспортных машин. Сборник трудов. – Челябинск: ЮУрГУ, 2002. – С. 102–113.
3. Прокопьев В.Н., Бояришинова А.К., Задорожная Е.А. Многосеточный алгоритм интегрирования уравнения Рейнольдса для гидродинамических давлений в смазочном слое опор скольжения // Труды Международного форума по проблемам науки, техники и образования. Академия наук о земле. 3–7 декабря, 2001 г. – М., 2001. – С. 6–10.
4. Рул, Букер. Модель турбомоторной системы с распределенными параметрами в конечных элементах // Конструирование и технология машиностроения. – 1972. – № 1. – С. 135–142.
5. Нельсон, Мак-Во. Исследование динамики системы ротор–подшипники методом конечных элементов // ТАОИМ. Конструирование. – 1976. – № 2. – С. 223–231.
6. Kirk R. G. Gunter E. *Nonlinear Transient Analysis of Multimass Flexible Rotors Theory and Applications*. NASA CR-2300, 1973. – 238 с.
7. Лунд, Оркат. Расчет и экспериментальное исследование влияния неуравновешенности на движение гибкого ротора // ТАОИМ. Конструирование и технология машиностроения, 1967. – № 4. – С. 211–224.
8. Шен. Исследование динамики гибкого ротора. Часть I. Теория // ТАОИМ. Конструирование и технология машиностроения. – 1972. – № 2. – С. 33–43.
9. Натарадж, Нельсон. Общий подход к определению периодических решений уравнений динамики роторных систем с нелинейными опорами // ТАОИМ. Современное машиностроение, серия Б. – 1989. – № 11. – С. 103–109.
10. Ли. Динамика роторов на подшипниках с плавающей втулкой // ТАОИМ. Проблемы трения и смазки, т. 104. – 1982. – № 4. – С. 34–40.
11. Методика расчета динамики гибкого асимметричного ротора на подшипниках с плавающей вращающейся втулкой/ В.Н. Прокопьев, В.Г. Караваев, Е.А. Задорожная, Н.А. Хозенюк // Труды Международной научно-технической конференции «Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения». – Челябинск, 2006. – С. 176–191.
12. Динамика ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С/ Е.А. Задорожная, Н.А. Хозенюк, П.А. Тараненко, И.А. Литучая // Труды Международной научно-технической конференции «Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения». – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2006. – С. 125–134.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ДИНАМИКИ РОТОРА ТУРБОКОМПРЕССОРА ТКР-8,5С

Е.А. Задорожная, Н.А. Хозенюк, П.А. Тараненко

Представлены результаты расчета динамики ротора серийного турбокомпрессора ТКР-8,5С на подшипниках с плавающей вращающейся втулкой. Результаты получены на основе методологии расчета динамики гибкого асимметричного ротора на многослойных подшипниках скольжения, изложенной в работе [1].

1. Введение. В работе [1] рассмотрена методология расчета динамики гибкого несимметричного ротора на многослойных подшипниках скольжения, основанная на прямых методах интегрирования системы уравнений движения. В настоящей статье приведены результаты, относящиеся к расчету динамики ротора турбокомпрессора на подшипниках с двумя смазочными слоями.

Уравнения движения содержат реакции смазочных слоев, определяемые интегрированием эпюр гидродинамических давлений в смазочных слоях. Последние рассчитываются интегрированием дифференциального уравнения Рейнольдса на основе его конечно-разностной аппроксимации на последовательности сеток [2]. Предусмотрен учет различных схем подачи смазки, применение в качестве смазочного материала структурно-неоднородных и неньютоновских жидкостей.

Уравнения движения интегрируются методом Рунге–Кутты четвертого порядка с поправкой Мерсона.

Неизотермичность течения смазки учитывается корректировкой ее вязкости в зависимости от среднеинтегральной температуры смазочных слоев [3], определяемых решением уравнений тепловых балансов, отражающих равенство тепла, рассеянного в смазочных слоях и среднего за цикл количества тепла, отведенного со смазкой, учитывая рециркуляцию смазочного материала в источники смазки, отвод тепла в шип и подшипник.

Степень совершенства подшипников с плавающими втулками оценивается расчетами характеристик устойчивости подвижных элементов и набора гидромеханических характеристик [4], позволяющих непосредственно или косвенно оценивать теплонапряженность и усталостную долговечность подшипников, износостойкость и задиростойкость поверхностей трения.

2. Динамическая модель ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С. Ротор турбокомпрессора ТКР-8,5С схематично представлен на рис. 1. Компрессорное колесо изготавливается из алюминиевого сплава АМг, турбинное – из жаропрочного сплава GMR-235, вал ротора – из стали 38ХС.

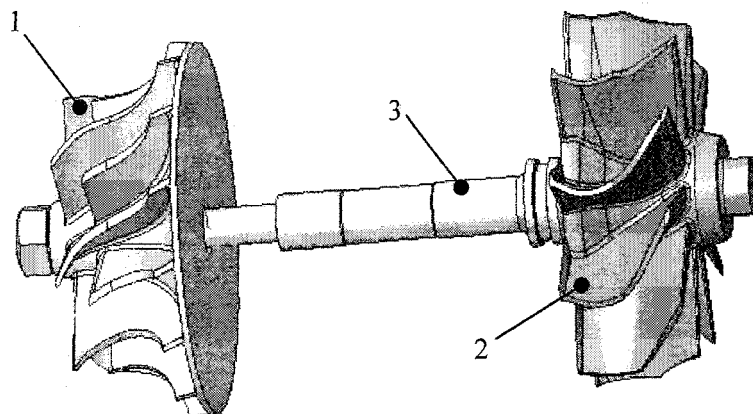


Рис. 1. Твердотельные модели элементов ротора: 1 – компрессорное колесо; 2 – турбинное колесо; 3 – вал ротора

В динамической модели ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С, представленной на рис. 2, две точечные массы m_{y1} , m_{y2} моделируют цапфы ротора, массы m_{e1} , m_{e1} – плавающие втулки с по-

Расчет и конструирование

лярными моментами инерции $J_{\epsilon 1}, J_{\epsilon 2}$. Участок вала между двумя подшипниками моделируется точечной массой m_2 , расположенные несимметрично относительно подшипников колеса – дисками с полярными J_1, J_3 и экваториальными $J_{\epsilon 1}, J_{\epsilon 3}$ моментами инерции и массами m_1, m_3 . Положение масс определяется их расстояниями $l_i, i=2,3, l_{yk}, k=1,2$ до центра масс первого

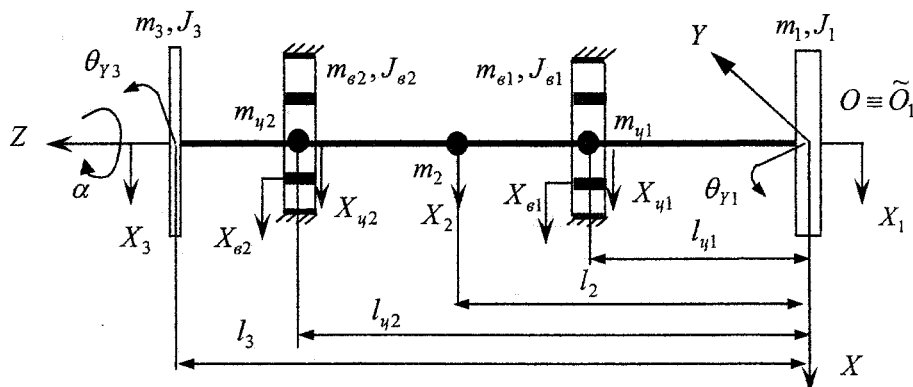


Рис. 2. Динамическая модель ротора

диска. Жесткостные характеристики вала ступенчато изменяются по его длине.

Схему деления ротора на массовые участки иллюстрирует рис. 3, на котором l_i^* – расстояния между центрами масс колес ротора, цапф $l_1^* = l_{y1} - \Delta_1, l_2^* = l_2 - l_{y1}, l_3^* = l_{y2} - l_2, l_4^* = l_3 - l_{y2} - \Delta_3$, где Δ_i – смещение центра тяжести элементов $i=1,3$ относительно геометрических центров соответствующих колес. К элементу 1 отнесены турбинное колесо и часть вала ротора длиной $l_{y1}/2$. К составному элементу 3 отнесены компрессорное колесо и часть вала ротора длиной $(l_3 - l_{y2})/2$. Массы m_1, m_3 и моменты инерции элементов 1, 3 рассчитывались относительно главных центральных осей соответствующих элементов при помощи пакета Solid Works 2005. Массы остальных элементов m_{y1}, m_2, m_{y2} равны сумме масс двух прилегающих участков ротора длиной $l_i^*/2$. Исходные данные, необходимые для расчета динамики ротора, сведены в табл. 1.

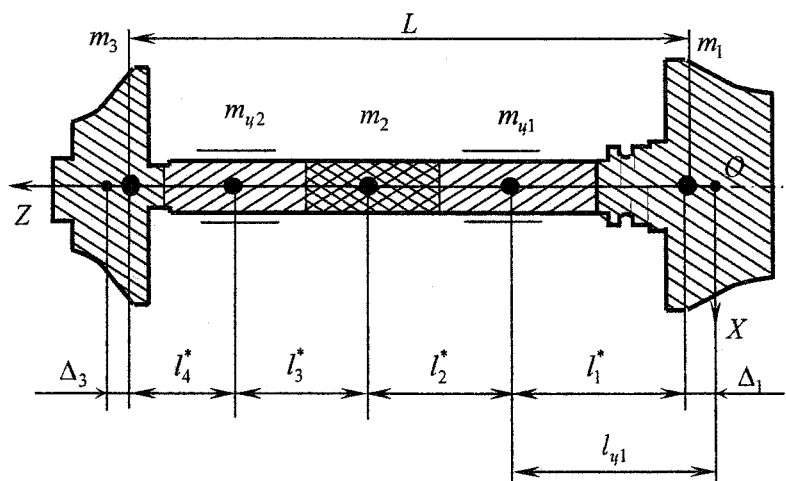


Рис. 3. Схема деления ротора на массовые участки

Характеристики податливости вала ротора рассчитывались с использованием стержневой модели. Результаты расчета приведены в табл. 2, в которой $a_{ij}, b_{ij}, \phi_{ij}, \gamma_{ij}$ – коэффициенты влияния: a_{ij}, b_{ij} – линейные и ϕ_{ij}, γ_{ij} – угловые перемещения в направлениях осей $O_i X, O_i Y$ геомет-

рического центра \tilde{O}_i i -го элемента от соответствующих единичных сил и моментов, приложенных к участку ротора в месте расположения j -го элемента.

Таблица 1

Геометрические и массовые параметры ротора

№	Параметр	Обозначение	Величина
1	Масса элемента 1, кг	m_1	0,472
2	Масса элемента 2, кг	m_2	0,018
3	Масса элемента 3, кг	m_3	0,161
4	Масса цапфы первого подшипника, кг	$m_{ц1}$	0,017
5	Масса цапфы второго подшипника, кг	$m_{ц2}$	0,013
6	Экваториальный момент инерции элемента 1, кг·м ²	$J_{э1}$	$85,5 \cdot 10^{-6}$
7	Экваториальный момент инерции элемента 3, кг·м ²	$J_{э3}$	$30,2 \cdot 10^{-6}$
8	Центробежный момент инерции элемента 1, кг·м ²	J_1	$171,5 \cdot 10^{-6}$
9	Центробежный момент инерции элемента 3, кг·м ²	J_3	$60,5 \cdot 10^{-6}$
10	Длина участка 1, м	l_1^*	$19,85 \cdot 10^{-3}$
11	Длина участка 2, м	l_2^*	$11,00 \cdot 10^{-3}$
12	Длина участка 3, м	l_3^*	$11,00 \cdot 10^{-3}$
13	Длина участка 4, м	l_4^*	$24,50 \cdot 10^{-3}$
14	Диаметр стержня первого участка, м	d_1	$17,5 \cdot 10^{-3}$
15	Диаметр стержня второго участка, м	d_2	$11,5 \cdot 10^{-3}$
16	Диаметр стержня третьего участка, м	d_3	$11,5 \cdot 10^{-3}$
17	Диаметр стержня четвертого участка, м	d_4	$8,0 \cdot 10^{-3}$

Таблица 2

Коэффициенты влияния вала ротора

Стержневая модель вала					
$j \backslash i$	a_{ij}			b_{ij}	
	1	2	3	1	3
1	$1,97 \cdot 10^{-8}$	$-3,50 \cdot 10^{-9}$	$1,04 \cdot 10^{-8}$	$1,06 \cdot 10^{-6}$	$-4,24 \cdot 10^{-7}$
2	$-3,50 \cdot 10^{-9}$	$1,29 \cdot 10^{-9}$	$-4,32 \cdot 10^{-9}$	$5,23 \cdot 10^{-7}$	$-8,51 \cdot 10^{-6}$
3	$1,04 \cdot 10^{-8}$	$-4,32 \cdot 10^{-9}$	$1,48 \cdot 10^{-7}$	$5,23 \cdot 10^{-7}$	$-8,51 \cdot 10^{-6}$
$j \backslash i$	φ_{ij}			γ_{ij}	
	1	2	3	1	3
1	$1,06 \cdot 10^{-6}$	$-1,76 \cdot 10^{-7}$	$5,23 \cdot 10^{-7}$	$6,43 \cdot 10^{-5}$	$-2,13 \cdot 10^{-5}$
3	$-4,24 \cdot 10^{-7}$	$1,76 \cdot 10^{-7}$	$-8,51 \cdot 10^{-6}$	$-2,13 \cdot 10^{-5}$	$6,52 \cdot 10^{-4}$

При исследовании динамики ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С рассматривались одно- и двухслойные подшипники, а также три расчетные схемы ротора.

Схема №1 – жесткий симметричный ротор. Абсолютная жесткость ротора достигнута увеличением модуля упругости материала вала до $E = 2 \cdot 10^{13}$ Па. Масса элементов $m_1 = m_3 = 0,32$ кг, $m_2 = 0,02$ кг, $m_{ц1} = m_{ц2} = 0,02$ кг, моменты инерции элементов $J_{э1} = J_{э2} = 35,19 \cdot 10^{-6}$ кг·м², $J_{D1} = J_{D2} = 17,595 \cdot 10^{-6}$ кг·м², длины участков ротора $l_1^* = l_2^* = l_3^* = l_4^* = 0,25$ м. Расчетная схема эквивалентна модели автономного подшипника.

Схема №2 – гибкий симметричный ротор. Геометрические и массовые характеристики элементов совпадают с характеристиками из схемы №1. Модуль упругости материала принят равным $2 \cdot 10^{11}$ Па.

Расчет и конструирование

Схема №3 – гибкий асимметричный ротор. Исходные данные для схемы представлены в табл. 1. Данные для подшипников во всех расчетных схемах ротора принимались одинаковыми.

3. Динамика ротора на подшипниках с одним смазочным слоем

Исходные данные для подшипников приведены в табл. 3.

Таблица 3

Исходные данные для расчета подшипников с одним смазочным слоем

№	Параметр	Обозначение	Значение
1	Радиус шипа, м	r_1	$6 \cdot 10^{-3}$
2	Радиальный зазор, мкм	c_1	24
3	Дисбаланс ротора, м	e_1	$1 \cdot 10^{-6}$
4	Давление подачи смазки, Па	P_{ax}	$4 \cdot 10^5$
5	Частота вращения ротора, 1/с	ω_1	7000

Траектории элементов m_{y1} и m_{y2} , полученные с использованием расчетной схемы №1, полностью совпадают между собой и с рассчитанными ранее траекториями центра шипа автономного подшипника [3, 4]. Максимальные значения относительного эксцентриситета цапф первого и второго подшипника $\chi \approx 0,82$.

Сравнение траекторий элементов m_{y1} и m_{y2} в однослойных подшипниках для различных расчетных схем иллюстрирует рис. 4, гидромеханические характеристики подшипников приведены в табл. 4. Уменьшение жесткости вала (схема №2) приводит к снижению максимальных относительных эксцентриситетов $\chi \approx 0,7$ (см. рис. 4, а).

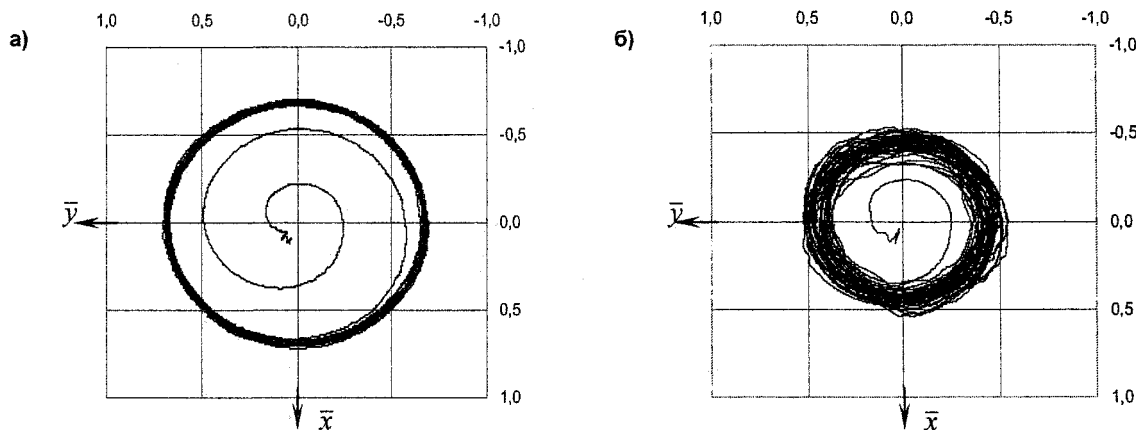


Рис. 4. Траектории движения центров цапф относительно подшипника ($\bar{x} = X/C_1, \bar{y} = Y/C_1$): а – схема №2; б – схема №3

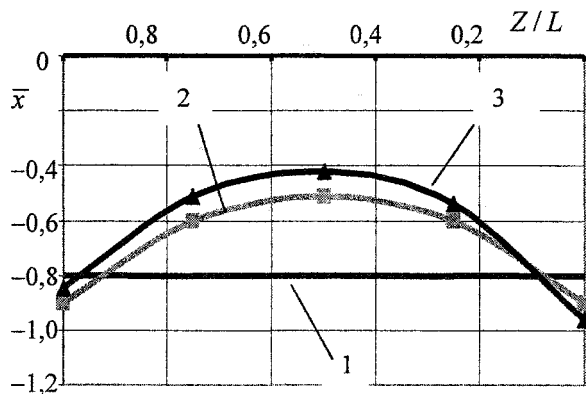


Рис. 5. Упругая линия ротора: 1, 2, 3 – расчетные схемы

Траектории движения первой и второй цапф гибкого асимметричного ротора (схема №3) по форме очень схожи между собой (на рис. 4, б приведены результаты лишь для центра тяжести элемента m_{y2}). Для первой цапфы максимальный относительный эксцентриситет равен 0,54, для второй – 0,51. Табл. 4 иллюстрирует различия в гидро-механических характеристиках этих подшипников. Упругая линия ротора для различных расчетных схем приведена на рис. 5, где L – длина ротора.

Таблица 4

Результаты расчета подшипников с одним смазочным слоем

Параметр	Обозначение	Схема №1	Схема №2	Схема №3
Потери мощности в подшипнике, Вт	\bar{N}	79,86	115,4	90,01 ¹
		79,81	115,0	87,36 ²
Температура смазочного слоя, °С	\bar{T}	129,4	127,4	122,5
		128,9	127,7	146,1
Расход через подшипник, кг/с	\bar{Q}_B	$0,1368 \cdot 10^{-2}$	$0,1601 \cdot 10^{-2}$	$0,144 \cdot 10^{-2}$
		$0,1361 \cdot 10^{-2}$	$0,1598 \cdot 10^{-2}$	$0,0809 \cdot 10^{-2}$
Минимальная толщина смазочного слоя, мкм	\bar{h}_{\min}	2,455	8,319	13,41
		2,447	8,301	13,68
Минимальная толщина смазочного слоя, мкм	$\inf h_{\min}$	2,457	7,505	11,73
		2,560	7,501	12,01
Максимальное гидродинамическое давление в смазочном слое, МПа	$\sup P_{\max}$	6,452	7,498	4,643
		6,430	7,512	4,105

1 – подшипник элемента m_{y1} , 2 – подшипник элемента m_{y2} .

4. Динамика ротора на подшипниках с плавающей вращающейся втулкой. Исходные данные для расчета приведены в п.3, дополнительные сведения, касающиеся применения в подшипниках плавающих вращающихся втулок, представлены в табл. 5. Рассматривалась одна из серийных конструкций втулки – с окружной канавкой на ее внутренней поверхности.

Таблица 5

Исходные данные для расчета подшипников с промежуточным элементом

№	Параметр	Обозначение	Значение
1	Наружный радиус втулки, м	r_2	$9,62 \cdot 10^{-3}$
2	Внешний радиальный зазор, мкм	c_2	35,75
3	Ширина подшипника, м	B	$12,5 \cdot 10^{-3}$
4	Дисбаланс втулки, м	e_2	0,0
5	Количество отверстий для подачи смазки во внутренний смазочный слой	n_o	6
6	Диаметр отверстий, м	d_o	$3,0 \cdot 10^{-3}$
7	Ширина окружной канавки, м	b_k	$3,0 \cdot 10^{-3}$
8	Масса вращающейся втулки, кг	$m_{в1}$	$18,0 \cdot 10^{-3}$

При использовании схемы №1 расчетные траектории подвижных элементов (цапф и плавающих втулок) для первого и второго подшипника, ввиду симметрии ротора, совпали. Гидромехани-

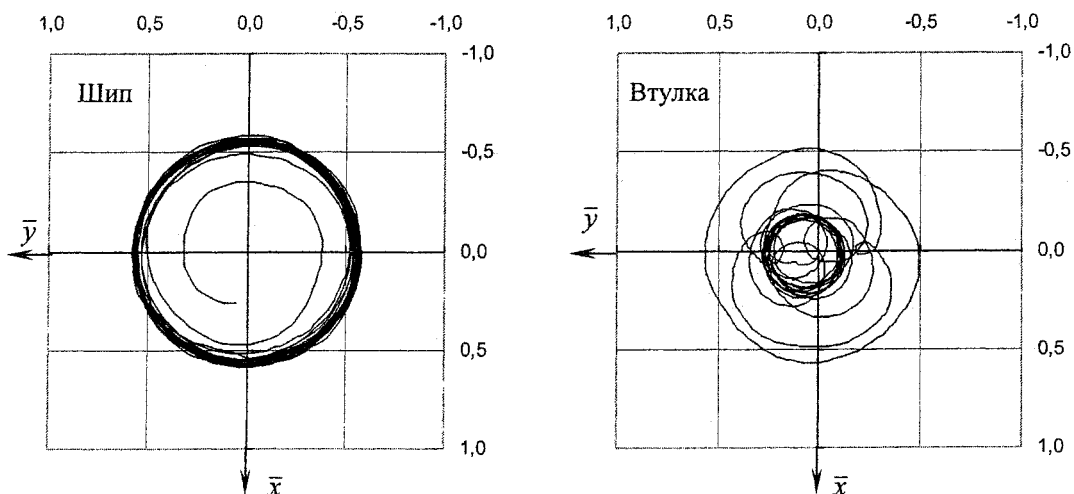


Рис. 6. Траектории движения центров цапфы и втулки для подшипника турбинного колеса

Расчет и конструирование

ческие характеристики (табл. 6) практически не отличаются от характеристик, рассчитанных ранее для автономного подшипника [2–4]. Траектории цапфы и плавающей втулки показаны на рис. 6.

Эти и последующие траектории построены в относительных координатах (\bar{x}, \bar{y}) , где $\bar{x} = X/C_1$, $\bar{y} = Y/C_1$ – для шипа и $\bar{x} = X/C_2$, $\bar{y} = Y/C_2$ – для втулки. Из рис. 6 видно, что максимальный эксцентриситет χ_{\max} для цапф жесткого симметричного ротора равен 0,58.

Результаты расчета

Таблица 6

Параметр	Автономный подшипник	Схема №1	Схема №2	Схема №3
Средние интегральные величины				
Потери мощности в подшипнике, Вт	146,6	145,7 145,0	142,1 141,9	149,9 ¹ 142,6 ²
Потери мощности во внутреннем смазочном слое, Вт	118,2	121,8 121,2	117,2 116,81	123,8 117,2
Потери мощности во внешнем смазочном слое, Вт	28,41	23,9 23,2	24,92 24,00	26,19 25,42
Температура во внутреннем смазочном слое, °С	123,2	125,5 125,0	121,9 121,0	112,9 125,7
Температура во внешнем смазочном слое, °С	94,42	93,97 93,04	94,28 93,79	94,05 95,4
Теплонапряженность подшипника, °С	104,7	105,4 104,8	105,0 104,5	104,2 107,8
Расход через внутренний смазочный слой подшипника, кг/с	2,176	2,094 2,103	2,241 2,311	3,301 2,01
Расход через внешний смазочный слой подшипника, кг/с	3,925	3,67 3,71	3,559 3,912	3,17 2,88
Расход через подшипник, кг/с	6,101	5,77 5,813	5,8 6,223	6,47 4,88
Минимальная толщина внутреннего смазочного слоя, мкм	10,06	10,09 10,16	11,64 12,01	17,56 10,37
Минимальная толщина внешнего смазочного слоя, мкм	27,3	27,23 27,91	28,52 28,93	23,75 31,32
Угловая скорость вращения втулки	1181	1128 1128	1123 1123	1116 1129
Экстремальные величины				
Минимальная толщина внутреннего смазочного слоя, мкм	9,887	10,76 10,91	11,61 11,72	19 10,6
Минимальная толщина внешнего смазочного слоя, мкм	26,96	26,95 27,14	29,28 30,02	23,32 28,16
Относительный эксцентриситет цапфы	0,58	0,58 0,58	0,46 0,46	0,21 0,56
Относительный эксцентриситет втулки	0,25	0,27 0,27	0,18 0,18	0,3 0,21

1 – подшипник элемента m_{y1} , 2 – подшипник элемента m_{y2} .

Траектории центра цапфы гибкого симметричного ротора (рис. 7), характеризуются меньшим, по сравнению с автономным подшипником, значением максимального эксцентриситета $\chi_{\max} = 0,46$. Это соответствует теоретическим представлениям о снижении амплитуд колебаний элементов ротора при увеличении податливости вала. На рис. 8 представлена траектория центра элемента 1.

На заключительном этапе выполнен расчет динамики серийной конструкции ротора ТКР-8,5 (схема №3). Результаты показаны на рис. 9–14 и в табл. 6.

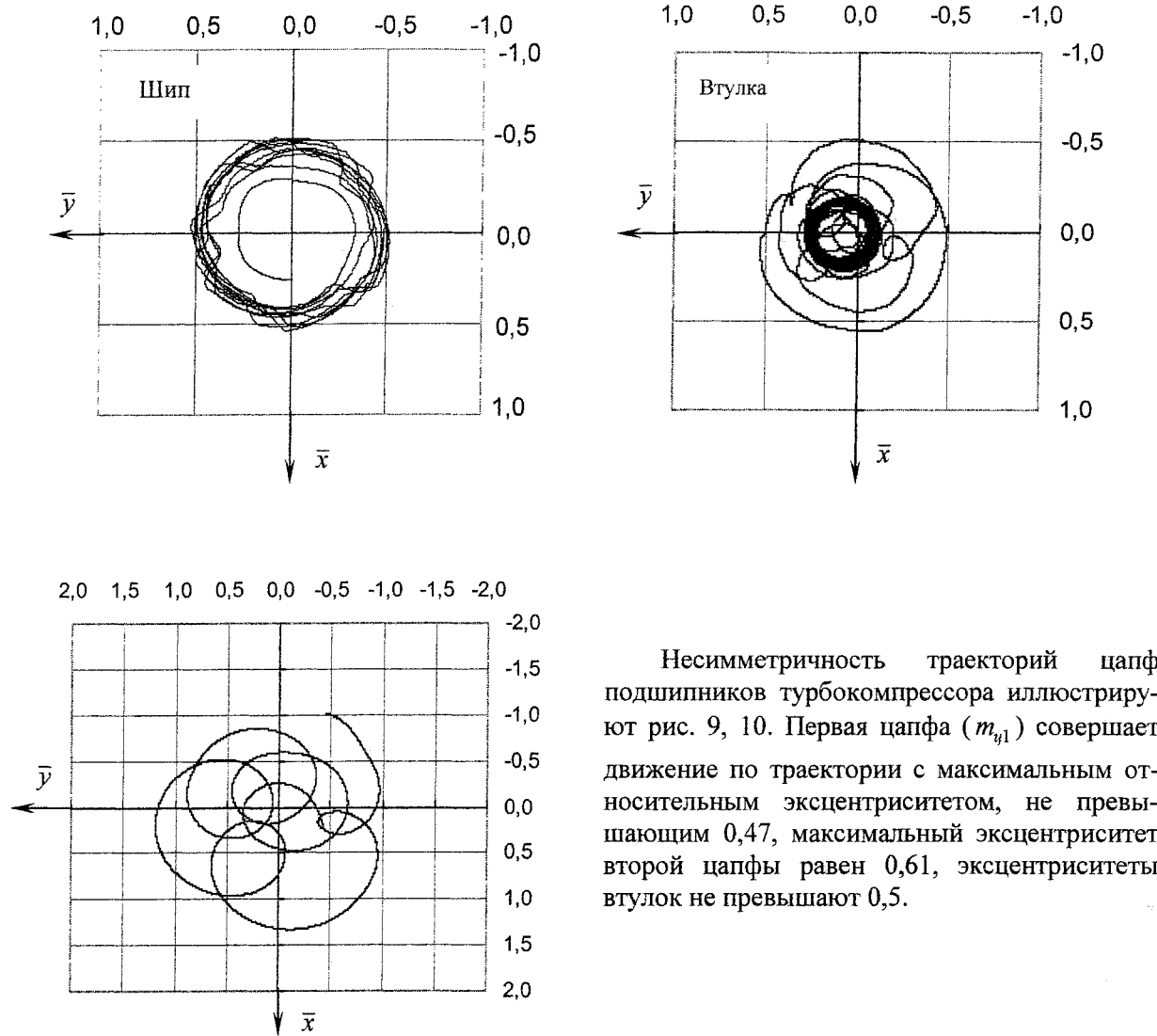


Рис. 8. Траектория центра элемента 1 (схема 2)

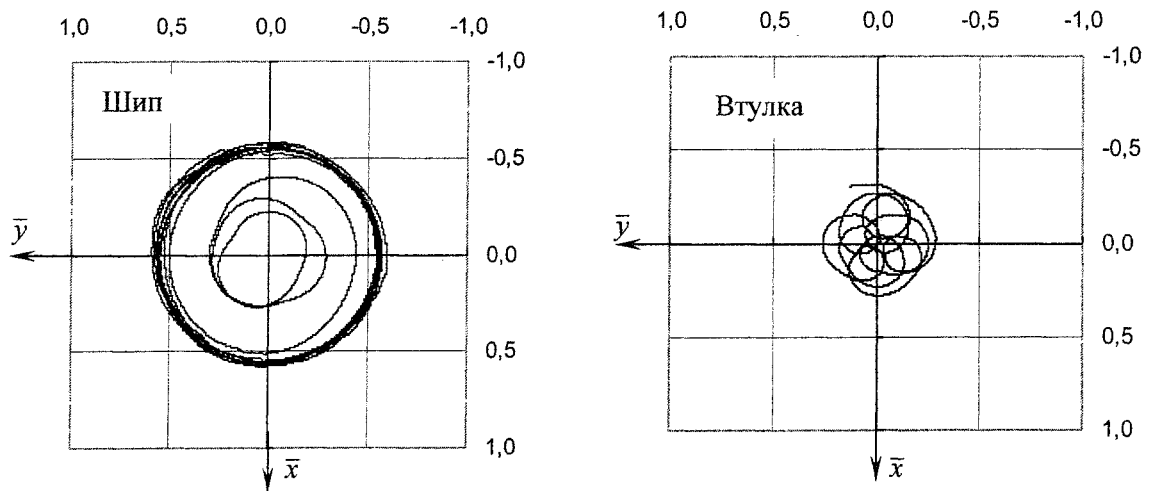


Рис. 9. Траектории движения центров цапф и втулок для гибкого ротора (схема №3), элемент m_{y2}

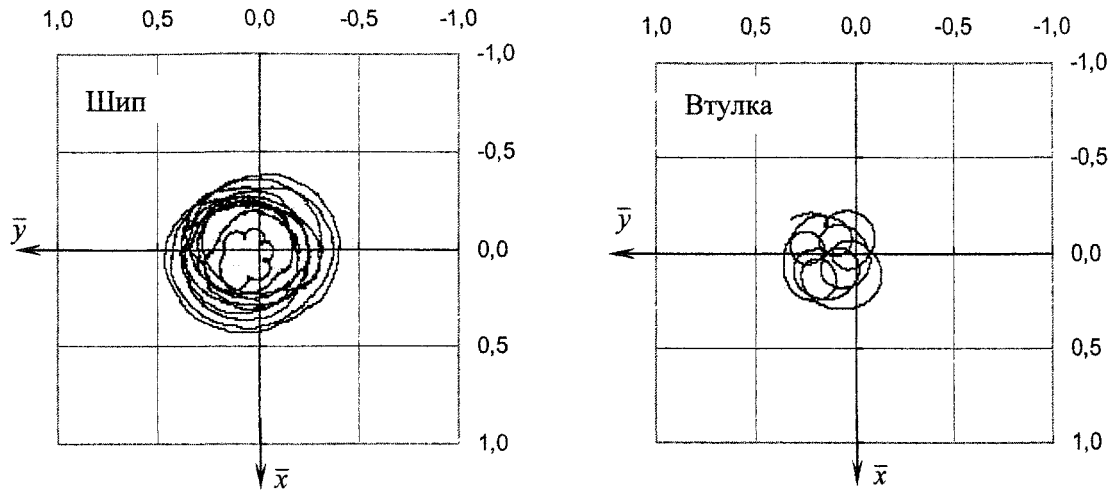


Рис. 10. Траектории движения центров цапф и втулок для гибкого ротора (схема №3), элемент m_{y1}

Как видно из рис. 11, размах колебаний более тяжелого колеса (элемент 1) в два раза меньше, чем размах колебаний элемента 3.

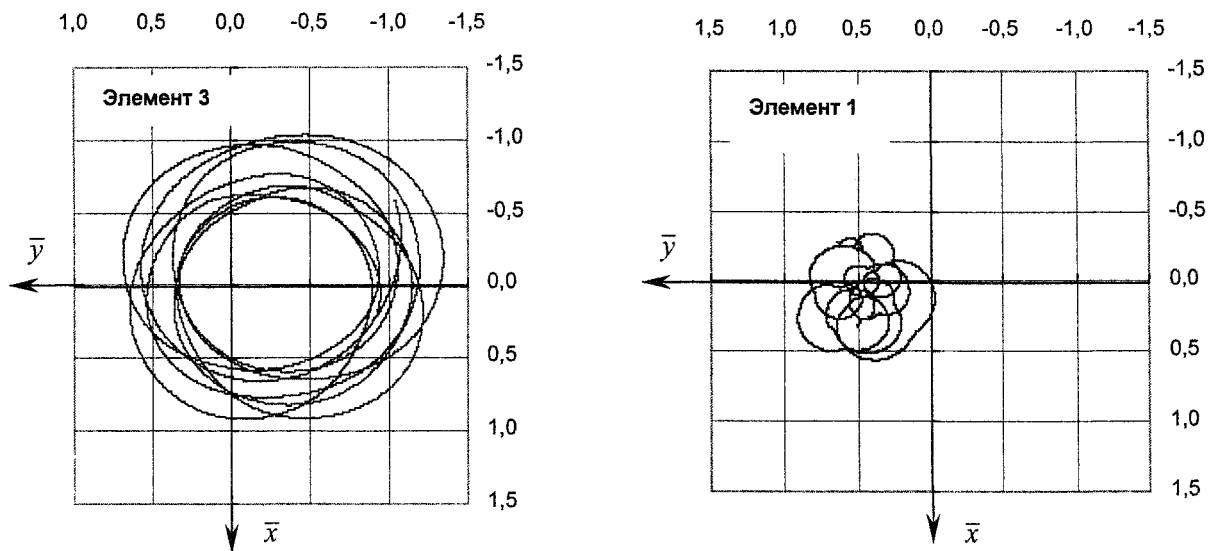


Рис. 11. Траектории центров элементов 1, 3 (схема № 3)

Для фиксированного момента времени на рис. 12 показаны упругие линии ротора.

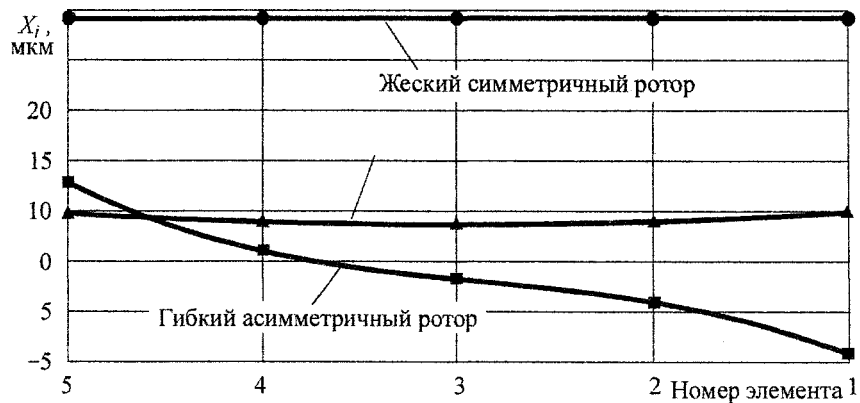


Рис. 12. Упругие линии ротора

Как и ожидалось, жесткий симметричный ротор перемещается как единое целое, и его упругая линия представляет собой горизонтальную прямую. Гибкий симметричный ротор деформируется симметрично относительно геометрического центра ротора, а упругая линия представляет собой параболу.

Упругие линии гибкого асимметричного ротора для различных моментов времени приведены на рис. 13, а зависимости частоты вращения втулок от времени – на рис. 14.

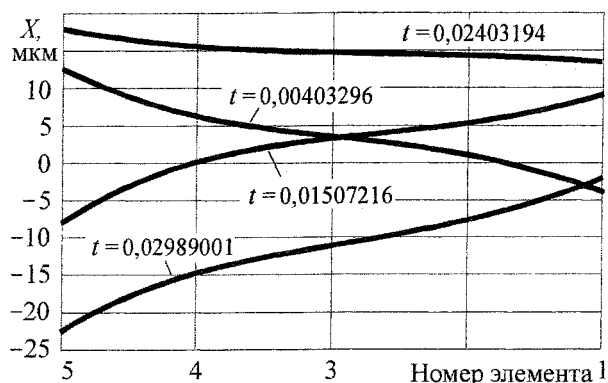


Рис. 13. Упругая линия гибкого асимметричного ротора

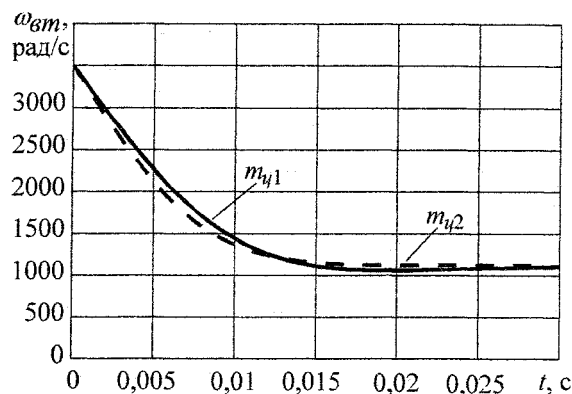


Рис. 14. Зависимость скорости вращения втулки от времени

Представленные в статье результаты получены с помощью разработанного пакета прикладных программ «Гибкий ротор», который зарегистрирован в Федеральной службе по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам. Пакет позволяет проводить параметрические исследования динамики гибкого ротора на подшипниках с одним, двумя и тремя смазочными слоями, проектировать оптимальное расположение источников смазки на поверхностях трибосопряжений.

Основная область применения разработанного пакета – решение прикладных задач, связанных с повышением надежности трибосопряжений «гибкий ротор–подшипники» турбокомпрессоров систем наддува двигателей внутреннего сгорания.

Разработанные математические модели, алгоритмы и программы использованы при проектировании гидродинамических подшипников скольжения с улучшенными трибологическими характеристиками на ООО «ЧТЗ–УРАЛТРАК».

Представленная работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект 04–01–96–088) и аналитической ведомственной целевой программы «Развитие научного потенциала высшей школы (2006–2008 годы)» (код проекта РНП 2.1.2.2285).

Литература

1. Методика расчета динамики гибкого асимметричного ротора на трехслойных подшипниках скольжения / В.Н. Прокопьев, В.Г. Караваев, Е.А. Задорожная, Н.А. Хозенюк // В настоящем журнале.
2. Прокопьев В.Н., Бояришинова А.К., Задорожная Е.А. Многосеточные алгоритмы интегрирования уравнения Рейнольдса в задачах динамики сложнагруженных подшипников скольжения // Проблемы машиностроения и надежности машин, 2005. – № 5. – С. 16–21.
3. Прокопьев В.Н., Бояришинова А.К., Задорожная Е.А. Нелинейная динамика подвижных элементов опор ротора турбокомпрессора систем наддува двигателей транспортных машин // Труды Международного форума по проблемам науки, техники и образования. Академия наук о земле. 3–7 декабря, 2001 г. – М., 2001. – С. 10–14.
4. Прокопьев В.Н., Бояришинова А.К., Задорожная Е.А. Характеристики устойчивости подвижных элементов опор ротора турбокомпрессора систем наддува двигателей транспортных машин // Вестник Уральского межрегионального отделения Академии транспорта. – Курган, 2001. – С. 180–186.

РАДИАЛЬНОЕ ПРОФИЛИРОВАНИЕ НАПРАВЛЯЮЩЕЙ ЧАСТИ ПОРШНЯ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Ю.В. Рождественский, А.И. Гусев

Обосновываются предпосылки для разработки методологии оптимизации радиального профилирования направляющей части поршня. Оценено влияние радиального профиля на гидромеханические характеристики сопряжения «поршень–цилиндр».

У двигателей внутреннего сгорания на юбке поршня после некоторого периода эксплуатации возникают натирсы. Они являются результатом работы двигателя на режиме, когда толщина масляной пленки не достаточна для обеспечения жидкостного трения, или абразивного износа сопряжения. Таким образом, область натирсы юбки можно считать несущей областью, в которой толщина масляного слоя меньше, а гидродинамическое давление больше чем в других частях юбки поршня.

Анализ натиров у различных поршней [1] позволил выделить три разновидности геометрических форм пятен контакта юбки поршня, характерные как для бензиновых, так и для дизельных двигателей: овальные, иксобразные и прямоугольные. В общем случае натирсы у нагруженной и ненагруженной сторон юбки поршня различны.

На формирование несущей поверхности (пятна контакта) юбки поршня влияет ее осевое и радиальное профилирование. Под осевым профилированием авторы понимают конструктивно заданное отклонение направляющей части поршня от цилиндричной формы, под радиальным профилированием – конструктивно заданное отклонение наружной границы поперечного сечения юбки от окружности. Методология оптимизации осевого профиля и расчет гидромеханических параметров рассмотрены в работах [2–6], задача оптимального радиального профилирования изучена недостаточно полно.

Форма и площадь несущей поверхности непосредственно влияют на гидродинамические характеристики сопряжения «поршень – цилиндр»: потери мощности на трение, расход смазки в направлении камеры сгорания и толщину смазочного слоя. Целенаправленно формируя геометрию несущей поверхности можно добиться оптимальных гидродинамических характеристик сопряжения.

На примере поршня с овальной формой несущей поверхности рассмотрим развертку юбки в координатах $0\phi Z$ (рис. 1), где ϕ – угловая координата, отсчитываемая от плоскости проходящей через продольную ось поршня и перпендикулярную оси поршневого пальца, Z – координата по высоте юбки отсчитываемая от середины юбки. Линии $\phi_1(z)$, $\phi_2(z)$, $\phi_3(z)$, $\phi_4(z)$ ограничивают несущие поверхности, причем $\phi_1(z)$ и $\phi_4(z)$ симметричны относительно прямой проходящей через 0 (360°) и образуют нагруженную сторону юбки, а линии $\phi_2(z)$ и $\phi_3(z)$ симметричны относительно прямой проходящей через 180° и образуют ненагруженную сторону юбки. Точки C_1 и C_2 совпадают с вершинами линий $\phi_1(z)$ и $\phi_2(z)$ соответственно. Размеры θ_{01} и θ_{02} – это ширина несущих поверхностей на уровнях Z_{C1} и Z_{C2} соответственно, размер h_{1i} – расстояние по оси ϕ от точки C_i до пересечения границы несущей поверхности с верхним краем развертки, размер h_{2i} – расстояние по оси ϕ от точки C_i до точки пересечения границы несущей поверхности с нижним краем развертки, где $i=1, 2$ – нагруженная и ненагруженная сторона поршня. На рис. 2 и 3 изображены развертки для поршней с иксобразной и прямоугольной формой несущей поверхности.

По аналогии с осевым профилированием [2–4], линии $\phi_1(z)$, $\phi_2(z)$, $\phi_3(z)$ и $\phi_4(z)$ можно аппроксимировать параболоми вида:

$$\begin{cases} \phi_1(z) = \frac{\theta_{01}}{2} + \frac{\theta_{01}}{2} \cdot k_{r1} \cdot (z - m_{r1})^{r_1}, \\ \phi_4(z) = 360 - \frac{\theta_{01}}{2} - \frac{\theta_{01}}{2} \cdot k_{r1} \cdot (z - m_{r1})^{r_1}; \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} \varphi_2(z) = 180 - \frac{\theta_{02}}{2} - \frac{\theta_{02}}{2} \cdot k_{r2} \cdot |(z - m_{r2})|^{l_{r2}}, \\ \varphi_3(z) = 180 + \frac{\theta_{02}}{2} + \frac{\theta_{02}}{2} \cdot k_{r2} \cdot |(z - m_{r2})|^{l_{r2}}. \end{cases} \quad (2)$$

Здесь k_{ri} , l_{ri} , m_{ri} – коэффициенты параболы (индекс “r” указывает на радиальное профилирование):

$$l_{ri} = \frac{\ln \frac{h_{2i}}{h_{1i}}}{\ln \left| \frac{a - m_{ri}}{a + m_{ri}} \right|}, \quad k_{ri} = \frac{h_{1i}}{\frac{\theta_{02}}{2} (a + m_{ri})^{l_{ri}}}, \quad m_{ri} = \frac{Z_{Ci}}{R}, \quad a = \frac{B}{2R}, \quad z = \frac{Z}{R}, \quad (3)$$

где B и R – высота и радиус юбки поршня, мм.

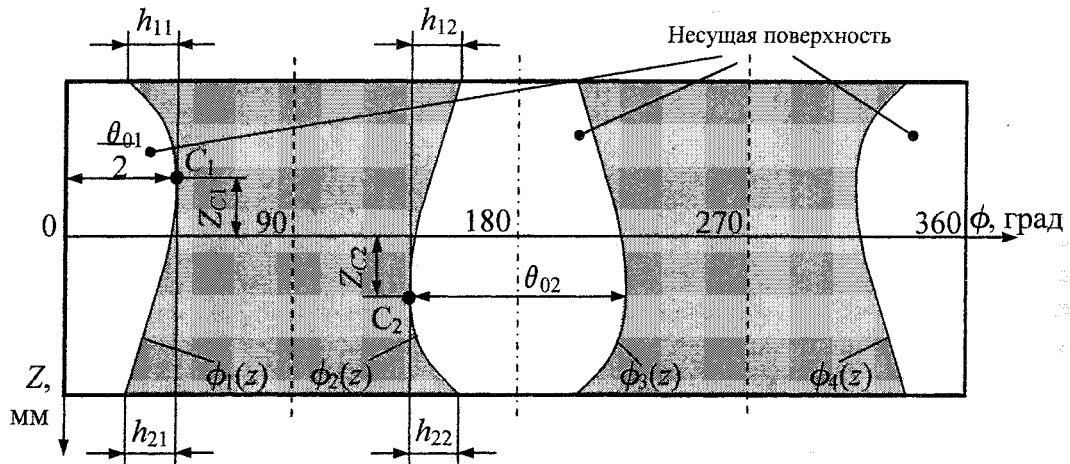


Рис. 1. Развертка юбки поршня с овальным радиальным профилированием (несущая поверхность овальной формы)

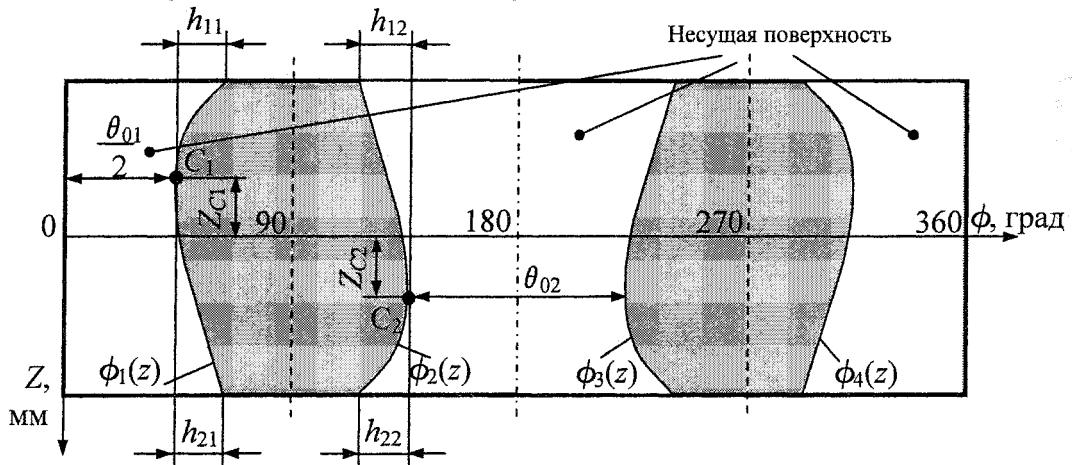


Рис. 2. Развертка юбки поршня с иксобразным радиальным профилированием (несущая поверхность иксобразной формы)

Формулы (1) и (2) при $l \geq 1$ описывают несущую поверхность наиболее встречающихся форм: если коэффициент $k_{ri} > 0$, несущая поверхность имеет иксобразную форму; при $k_{ri} < 0$ – овальную; при $k = 0$ – прямоугольную.

После внесения описанных выше дополнений в разработанную программу «Орбита – Поршень 3» [7], с ее помощью исследовано влияние формы несущей поверхности поршня на гидромеханические характеристики сопряжения «поршень – цилиндр». Рассчитывалась динамика поршня на смазочном слое в цилиндре двигателя с допущениями классической гидродинамической теории смазки. Основные рассчитываемые характеристики: N – потери мощности на трение;

Расчет и конструирование

Q_i – расход смазки в направлении камеры сгорания, косвенно характеризующий расход смазки на угар; h_{cp} – средняя за цикл толщина смазочного слоя.

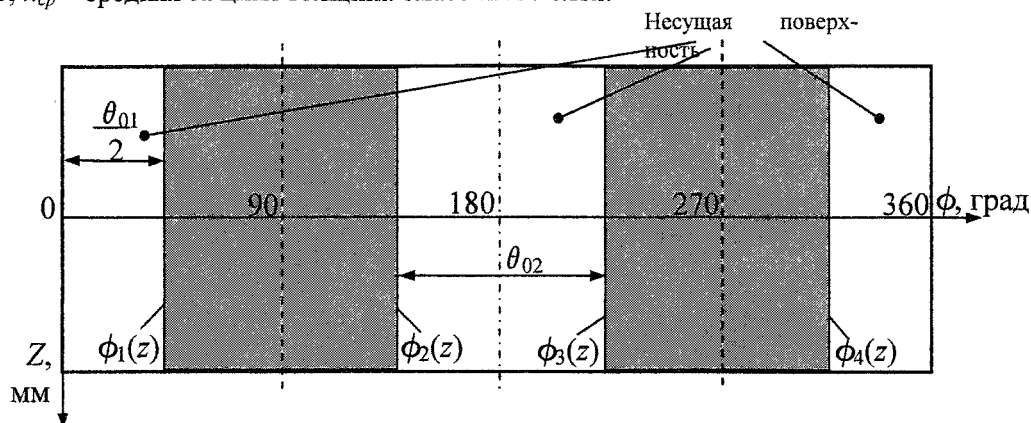


Рис. 3. Развертка юбки поршня с прямоугольным радиальным профилированием (несущая поверхность прямоугольной ормы)

В качестве объекта исследований выбран поршень двигателя типа ЧН 15/16. Расчеты производились на режиме номинальной мощности. Несущие поверхности принимались одинаковые (симметричные) с нагруженной и ненагруженной стороны поршня ($l_{r1}=l_{r2}=l$, $k_{r1}=k_{r2}=k$, $m_{r1}=m_{r2}=m$, $\theta_{01}=\theta_{02}=\theta_0$, $h_{11}=h_{12}=h_1$). При исследовании влияния параметров k , l , m площадь несущих поверхностей оставалась постоянной и принималась равной площади прямоугольной несущей поверхности с параметром $\theta_{0i} = 90^\circ$. Расчеты выполнялись для двух вариантов: цилиндрическая юбка поршня в горячем состоянии, симметричный бочкообразный осевой профиль юбки.

Параметр k , определяющий форму несущей поверхности, изменялся от $-2,959$ до $6,724$, что соответствует изменению параметра h_1 от -50° до $+50^\circ$. Для сохранения постоянного значения площади несущей поверхности параметр θ_0 изменялся от 55° до 125° . Меньшие значения этого параметра соответствуют иксобразной форме, большие – овальной. Форма некоторых несущих поверхностей представлена на рис. 4. Из графиков (рис. 5) видно, что сопряжение с иксобразной несущей поверхностью имеет меньший расход смазки в направлении камеры сгорания, а так же меньшие потери мощности на трение, как для цилиндрической, так и для бочкообразной формы юбки поршня.

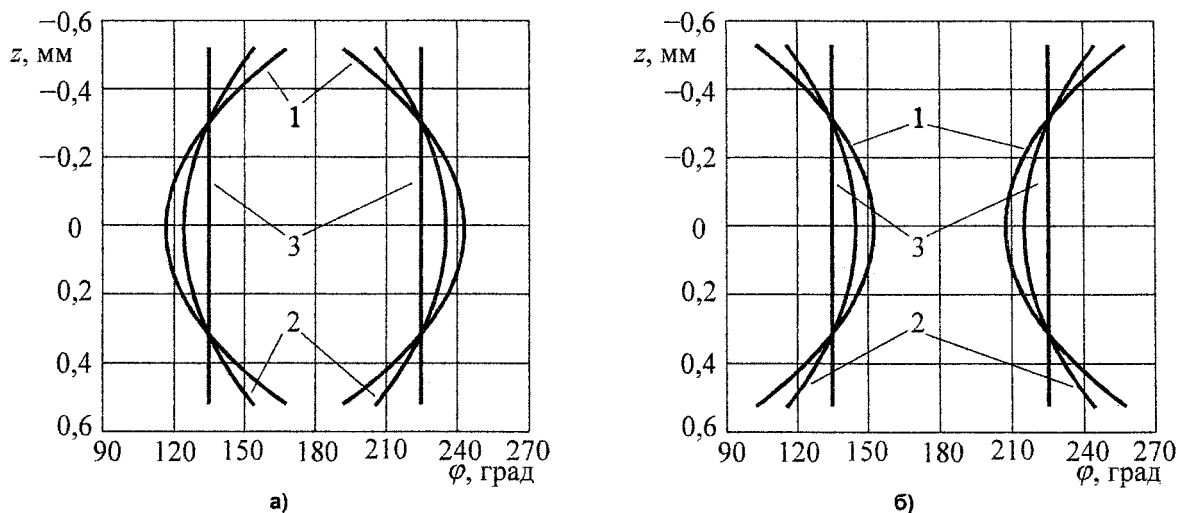


Рис. 4. Форма рассчитываемых несущих поверхностей юбки поршня:
 а – овальная: 1 – $h_1 = -50^\circ$, 2 – $h_1 = -25^\circ$, 3 – $h_1 = 0^\circ$;
 б – иксобразная: 1 – $h_1 = 50^\circ$, 2 – $h_1 = 25^\circ$, 3 – $h_1 = 0^\circ$

При исследовании влияния параметра m , определяющего положение вершин парабол, описывающих границы несущей поверхности, параметр h_1 принимался равным -20° для несущей поверхности овальной формы и $+20^\circ$ для иксобразной. Для рассматриваемого поршня диапазон

изменения параметра m составляет от $-0,52$ до $+0,52$. Отрицательные значения соответствуют смещению вершины в направлении днища поршня. При исследованиях параметр m изменялся от $-0,13$ до $+0,39$, так как расширение этого диапазона приводило (для принятых условий) к пересечению границ несущих поверхностей. Некоторые из исследуемых несущих поверхностей приведены на рис. 6, а результаты расчетов на рис. 7. Исходя из полученных результатов, следует вывод, что у поршня с несущей поверхностью овальной формы с увеличением параметра m растет расход смазки Q_1 .

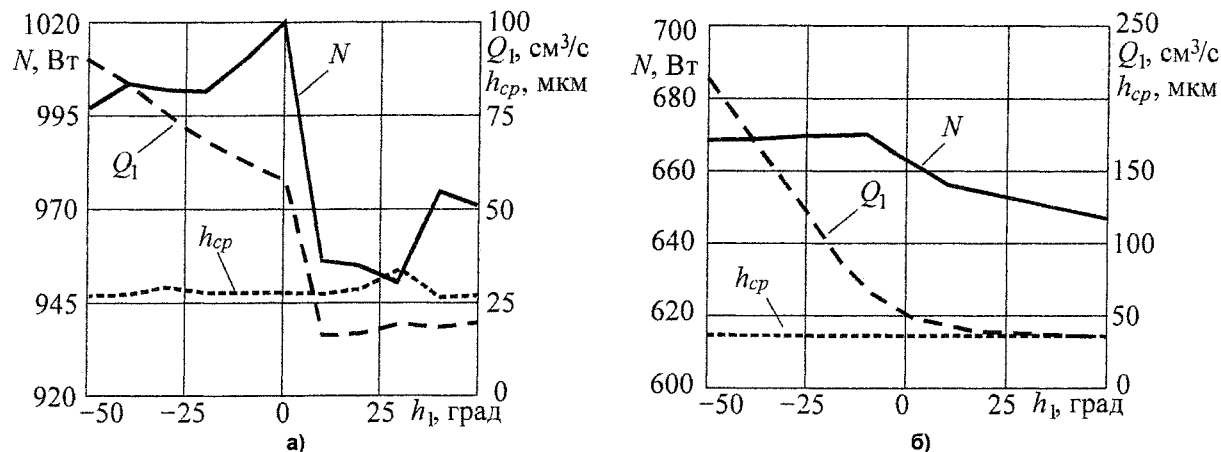


Рис. 5. Результаты расчета влияния параметра h_1 :
 а – для поршня без осевого профиля;
 б – для поршня с осевым профилем

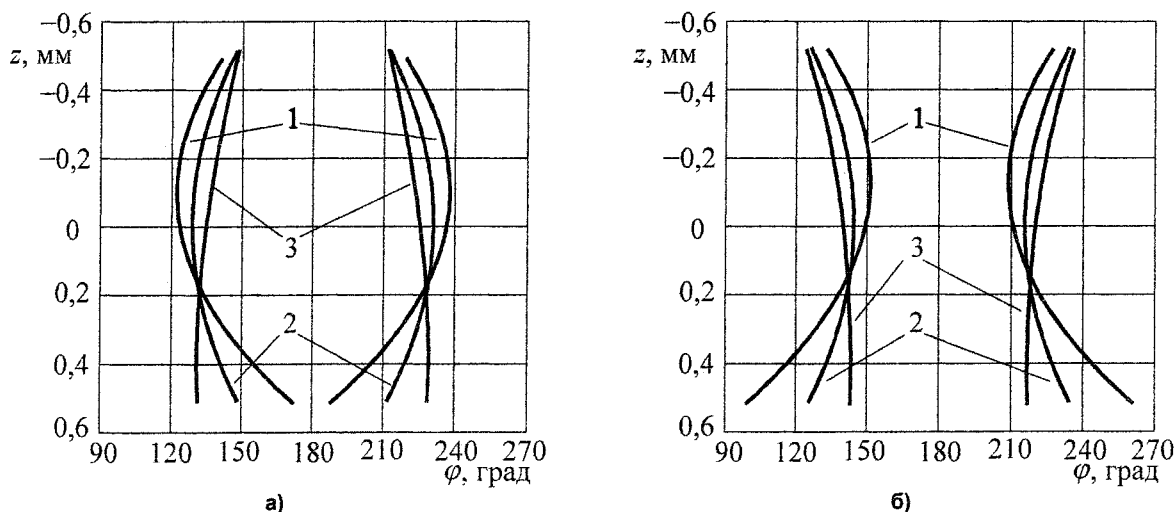


Рис. 6. Форма рассчитываемых несущих поверхностей:
 а – овальная: 1 – $m = -0,13$, 2 – $m = 0$, 3 – $m = 0,39$;
 б – иксобразная: 1 – $m = -0,13$, 2 – $m = 0$, 3 – $m = 0,39$

Параметр l характеризует кривизну границ несущей поверхности. В расчетах $l = 1, 2, 3, 4$; параметр h_1 принимался равным -30° для несущей поверхности овальной формы и $+30^\circ$ для иксобразной. Если $l = 1$, то несущая поверхность (при $k > 0$) принимает вид ромба. Несущая поверхность такой формы в литературе не встречалась, но может представлять интерес как предельный случай. Некоторые из рассматриваемых несущих поверхностей изображены на рис. 8, результаты расчета представлены на рис. 9, из которого следует, что этот параметр слабо влияет на характеристики сопряжения при данных условиях.

Расчет влияния θ_0 производился для прямоугольной, овальной и иксобразной формы несущей поверхности на цилиндрической и бочкообразной юбке поршня. Параметр h_1 для овальной несущей поверхности принимался равным -15° , для иксобразной $+15^\circ$, $l = 2$. С увеличением θ_0

Расчет и конструирование

площадь несущей поверхности увеличивается. Форма рассчитываемых несущих поверхностей представлена на рис. 10. Результаты расчета изображены на рис. 11.

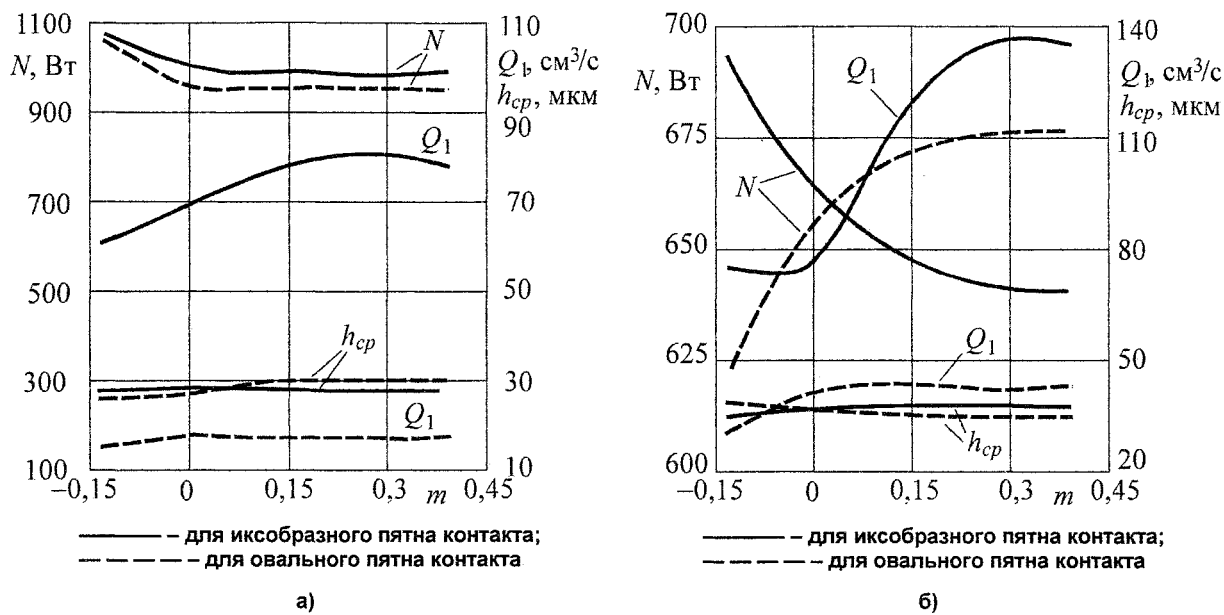


Рис. 7. Результаты расчета влияния параметра m :
а – для поршня без осевого профиля;
б – для поршня с осевым профилем

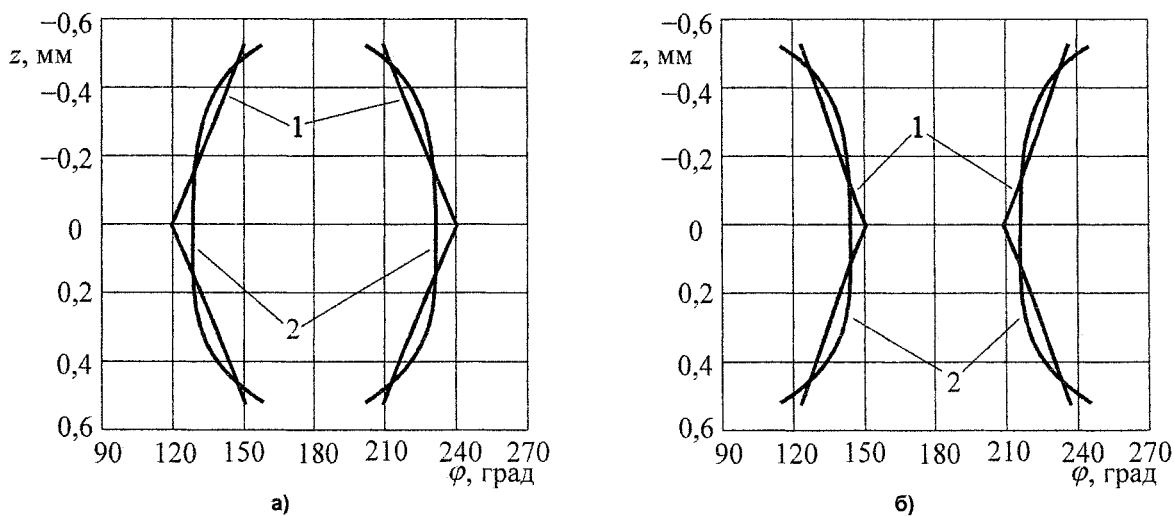


Рис. 8. Форма рассчитываемых несущих поверхностей:
а – овальная: 1 – $l=1$; 2 – $l=4$;
б – эллиптическая: 1 – $l=1$; 2 – $l=4$

Во всех трех случаях (см. рис. 11 а, б, в) с увеличением ширины несущей поверхности наблюдается рост потерь мощности на трение, как для цилиндрической, так и для бочкообразной юбки. Более высокие потери мощности присущие эллиптической несущей поверхности по сравнению с прямоугольной и овальной объясняются ее наибольшей площадью при одинаковых значениях θ_0 . Для прямоугольной и овальной несущей поверхности с ростом θ_0 происходит снижение расхода смазки Q_1 . Можно отметить увеличение толщины смазочного слоя h_{cp} с увеличением ширины несущей поверхности.

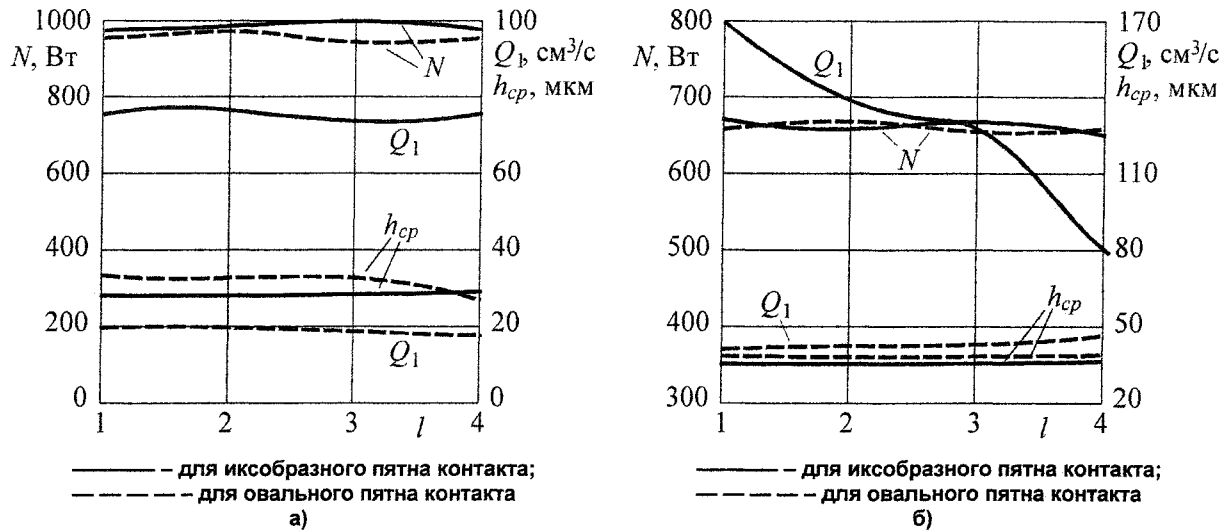


Рис. 9. Результаты расчета влияния параметра l :
 а – для поршня без осевого профиля;
 б – для поршня с осевым профилем

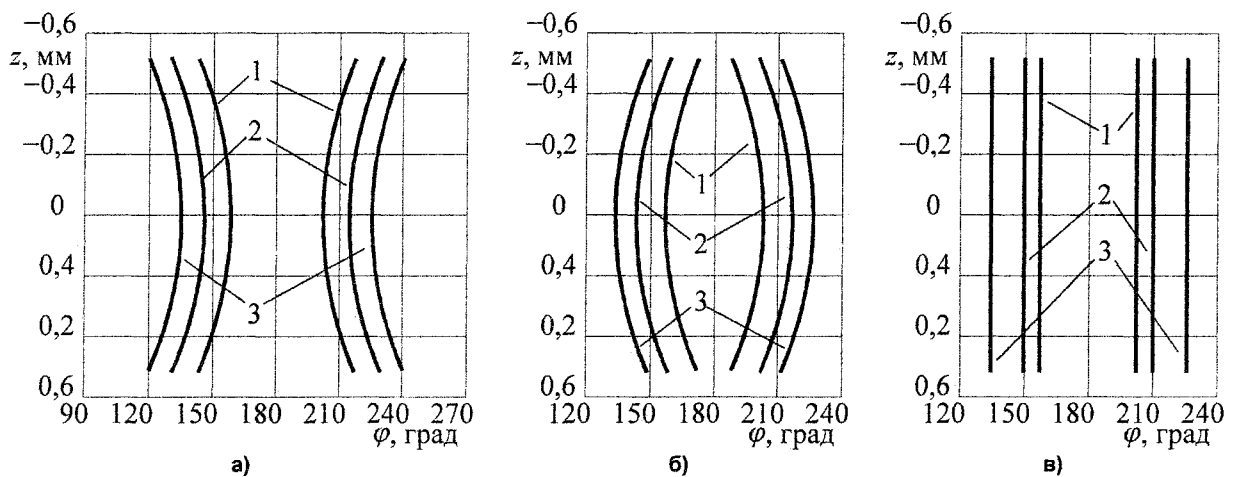


Рис. 10. Форма рассчитываемых несущих поверхностей:
 а – овальная: 1 – $\theta_0 = 45^\circ$, 2 – $\theta_0 = 70^\circ$, 3 – $\theta_0 = 90^\circ$;
 б – иксообразная: 1 – $\theta_0 = 45^\circ$, 2 – $\theta_0 = 70^\circ$, 3 – $\theta_0 = 90^\circ$;
 в – прямоугольная: 1 – $\theta_0 = 45^\circ$, 2 – $\theta_0 = 60^\circ$, 3 – $\theta_0 = 90^\circ$

Подводя итог, можно сделать вывод, что основное влияние на гидромеханические характеристики сопряжения «поршень-цилиндр» оказывает форма несущей поверхности. У сопряжения с иксообразной несущей поверхностью поршня лучшие характеристики лучше: меньше потери на трения и расход смазки в направлении камеры сгорания. При удалении положения вершин границ несущей поверхности от днища поршня с овальной несущей поверхностью происходит увеличение расхода смазки Q_1 . Кривизна границ несущей поверхности, определяемая параметром l на рассматриваемые характеристики сопряжения влияет мало. Увеличение параметра θ_0 с одновременным ростом площади несущей поверхности приводит к значительному увеличению потерь мощности, увеличению толщины смазочного слоя h_{cp} , снижению расхода смазки в направлении камеры сгорания для овальной и прямоугольной несущей поверхности юбки поршня. Целенаправленное изменение геометрии несущей поверхности юбки поршня позволит оптимизировать гидродинамические параметры сопряжения «поршень – цилиндр» двигателя внутреннего сгорания.

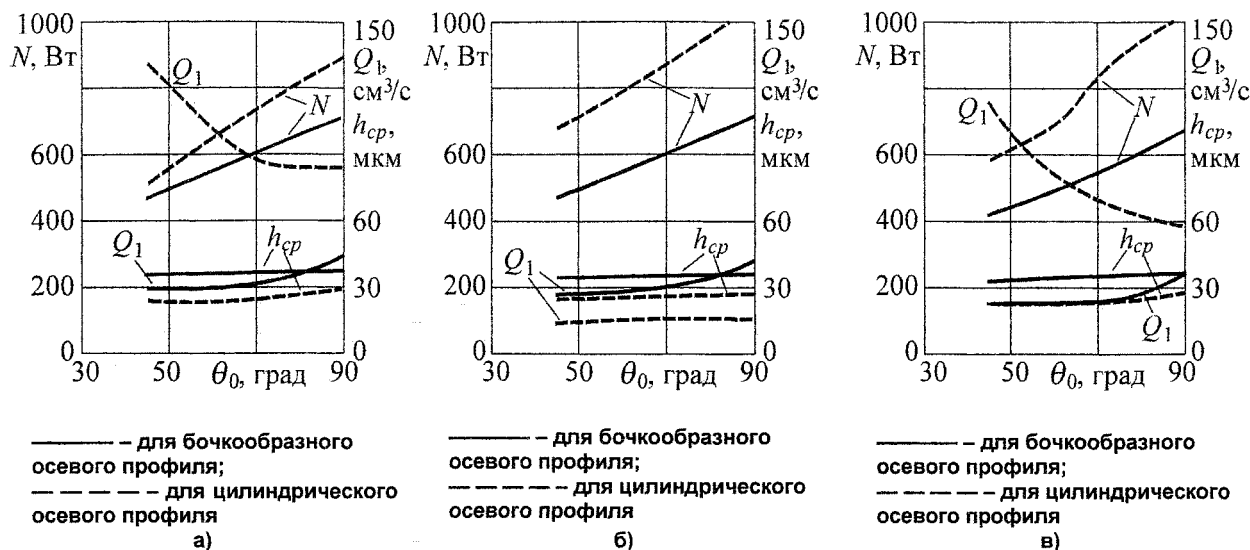


Рис. 11. Результаты расчета влияния параметра θ_0 :

а – овальная несущая поверхность;
 б – иксообразная несущая поверхность;
 в – прямоугольная несущая поверхность

Работа выполнена при финансовой поддержке аналитической ведомственной целевой программы «Развитие научного потенциала высшей школы (2006–2008 годы)» (код проекта РНП 2.1.2.2285).

Литература

1. Поршень в общем и в частности / С. Самохин, А. Хрулев / www.ab-engine.ru.
2. Влияние параметров кривошипно-шатунного механизма на гидромеханические характеристики сопряжения «поршень-цилиндр» двигателя внутреннего сгорания // Ю.В. Рождественский, Г.И. Плеваков, А.И. Гусев // Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения: Труды Международной научно-технической конференции, 23–25 апреля 2003 г., г. Челябинск. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2003. – С. 219–221.
3. Оптимизация профиля поршня / Ю.В.Рождественский, А.П. Маслов, В.В. Милицын, Г.И. Плеваков // Наука и технологии: Сборник трудов. – М.: РАН, 2002. – С. 146–151.
4. Маслов А.П., Милицын В.В., Плеваков Г.И. Влияние профиля цилиндра на гидромеханические характеристики сопряжения «поршень – цилиндр» двигателя внутреннего сгорания // Наука и технологии: Сборник трудов. – М.: РАН, 2002. – С. 151–156.
5. Результаты расчетных исследований динамики сопряжения «поршень-цилиндр» транспортного дизеля / Ю.В.Рождественский, А.П. Маслов, В.В. Милицын, Г.И Плеваков // Конструирование и эксплуатация наземных транспортных машин: Сборник трудов. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2001. – С. 86–91.
6. Рождественский Ю.В., Плеваков Г.И., Гусев А.И. Влияние геометрии юбки в осевом и радиальном направлении на гидродинамические параметры сопряжения «поршень – цилиндр» транспортных дизелей // Многоцелевые гусеничные и колесные машины: актуальные проблемы теории и практики, научная работа и образование (26–27 октября 2004 г.): Сборник трудов Международной научно-технической конференции, посвященной 100-летию со дня рождения Н.Л. Духова. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2005. – С. 67–102.
7. Комплекс программ для исследования работы трибосопряжения «поршень-цилиндр» «Орбита – Поршень 3». Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2005610094, Зарег. 11 января 2005 г.

РАЦИОНАЛЬНОЕ СОВМЕЩЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ И ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ПРИВОДА ПОСТОЯННОГО ТОКА ПРОМЫШЛЕННОГО ТРАКТОРА

В.Н. Бондарь, С.В. Кондаков, А.Е. Новосельский

Предлагается методика рационального совмещения характеристик двигателя внутреннего сгорания и двухмашинного электрического привода постоянного тока промышленного дизель-электрического трактора, обеспечивающая получение максимального значения средней выходной мощности силовой установки промышленного трактора при выполнении им рабочей операции.

Двигатель внутреннего сгорания (ДВС) и электрический привод (ЭП) постоянного тока по системе генератор-электродвигатель, соединенные в единый рабочий агрегат, образуют силовую установку (СУ) промышленного трактора (рис. 1).

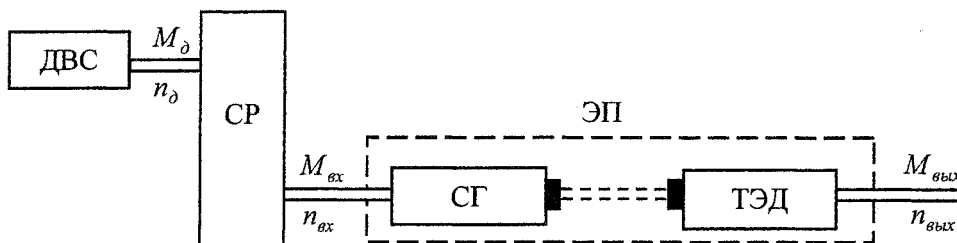


Рис. 1. Силовая установка промышленного трактора с двухмашинным электрическим приводом: СР – согласующий редуктор; СГ – силовой генератор; ТЭД – тяговый электродвигатель

ДВС имеет свою собственную выходную характеристику, представляющую собой зависимость момента, мощности и удельного расхода топлива от частоты вращения коленчатого вала ДВС: $M_{\delta} = f_1(n_{\delta})$, $N_{\delta} = \varphi_1(n_{\delta})$, $g_e = \psi_1(n_{\delta})$.

Двухмашинный ЭП постоянного тока имеет, в свою очередь, собственную входную характеристику, представляющую собой зависимость входного момента или мощности от частоты вращения входного элемента ЭП: $M_{вх} = f_2(n_{вх})$, $N_{вх} = \varphi_2(n_{вх})$.

При рациональном совмещении рассматриваются характеристики уже существующих ДВС и ЭП. При этом характеристики располагаются друг относительно друга так, чтобы выходной параметр СУ (критерий рациональности) был наибольшим (наименьшим). Если область рационального совмещения характеристик ДВС и ЭП ограничить задачами инженерной практики, то можно отметить два основополагающих направления действий [1]:

- получение желаемого эффекта при минимуме затрат;
- получение максимального эффекта при использовании заданных ограниченных ресурсов.

В качестве критериев рациональности при совмещении характеристик ДВС и двухмашинного ЭП промышленного трактора могут быть выбраны: минимальное значение среднего расхода топлива СУ на единицу выполненной работы при заданной производительности агрегата или максимальное значение средней выходной мощности СУ, определенное с учетом закона распределения частоты вращения выходного элемента ЭП за рабочий цикл (рабочую операцию).

Характер нагружения промышленного трактора делает практически невозможным переключение передач в электротрансмиссии трактора при совершении рабочих операций [2, 3]. Электромеханическая трансмиссия с диапазоном регулирования $d = 2...5$ обеспечивает рабочий ход для всего многообразия грунтов на одной передаче. Выбранная рабочая передача и принятое совмещение характеристик ДВС и ЭП должны обеспечивать возможность реализации любого значения тягового усилия $P_{кр}$ из всего рабочего диапазона трактора от $P_{кр}^{\min}$ до $P_{кр}^{\max}$ при получении максимально возможной средней мощности на выходном элементе СУ трактора.

Расчет и конструирование

Таким образом, за критерий рационального совмещения характеристик ДВС и двухмашинного ЭП постоянного тока промышленного трактора примем максимальное значение средней выходной мощности СУ, определенное с учетом закона распределения частоты вращения тягового электродвигателя за рабочий цикл (рабочую операцию). Расчет рационального совмещения характеристик ДВС и ЭП для указанного выше критерия выполняется следующим образом.

Проводится построение выходной характеристики рассматриваемого двигателя в виде зависимости крутящего момента двигателя M_{∂} от частоты вращения его коленчатого вала n_{∂} .

Затем необходимо исследовать нагружающие свойства ЭП промышленного трактора, которые заключаются в возможности достижения той или иной степени стабилизации режима загрузки приводного ДВС. Эти свойства можно выявить с помощью уравнения семейства моментных характеристик входа ЭП трактора:

$$M_{ex} = A_1 \cdot n_{ex} + B_1 \cdot n_{вых}; \quad (1)$$

$$A_1 = \frac{\theta_1^2}{R}; \quad B_1 = \frac{\theta_1 \cdot \theta_2}{R}, \quad (2)$$

где M_{ex} , $M_{вых}$ – крутящие моменты соответственно на входе и выходе ЭП;

n_{ex} , $n_{вых}$ – частоты вращения соответственно на входе и выходе ЭП;

R – сопротивление в главной якорной цепи ЭП;

θ_1 , θ_2 – регулирующие воздействия в силовом генераторе и тяговом электродвигателе ЭП соответственно.

$$\left. \begin{aligned} \theta_1 &= E_1 / n_{ex}; \\ \theta_2 &= E_2 / n_{вых}, \end{aligned} \right\}$$

где E_1 , E_2 – электродвижущие силы силового генератора и тягового электродвигателя ЭП соответственно.

Для выяснения определенных нагружающих свойств ЭП рассмотрим пример простой схемы этого привода, позволяющей произвести вывод его моментных характеристик аналитическим путем. Аналитический метод исследований особенно прост в том случае, когда магнитные характеристики электрических машин (генератора и электродвигателя) прямолинейные.

Рассмотрим схему ЭП трактора, генератор которого имеет две обмотки возбуждения: намагничивающую независимого возбуждения с питанием от тахометрического возбудителя, измеряющего скорость вращения генератора, и размагничивающую последовательного возбуждения, а электродвигатель – только одну последовательного возбуждения.

Уравнения величин регулирующих воздействий θ_1 и θ_2 , зависящие от системы возбуждения в электрических машинах этой схемы, имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} \theta_1 &= a_1 \cdot n_{ex} - b_1 \cdot I; \\ \theta_2 &= -b_2 \cdot I, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где a_1 , b_1 , b_2 – постоянные положительные величины, зависящие от системы возбуждения электромашин, входящих в состав ЭП трактора;

I – сила тока в главной цепи ЭП.

Из уравнений (2) находим коэффициенты A_1 и B_1 в уравнении (1) моментных характеристик входа передачи:

$$A_1 = \frac{(a_1 \cdot n_{ex} - b_1 \cdot I)^2}{R}; \quad B_1 = \frac{(a_1 \cdot n_{ex} - b_1 \cdot I) \cdot (-b_2 \cdot I)}{R}.$$

Произведя подстановку этих выражений в (1), получаем:

$$M_{ex} = \frac{(a_1 \cdot n_{ex} - b_1 \cdot I) \cdot [(a_1 \cdot n_{ex} - b_1 \cdot I) \cdot n_{ex} - b_2 \cdot I \cdot n_{вых}]}{R}. \quad (4)$$

Запишем уравнение тока в силовой (якорной) цепи электромашин ЭП:

$$I = (E_1 + E_2) / R = (\theta_1 \cdot n_{ex} + \theta_2 \cdot n_{вых}) / R. \quad (5)$$

Так как выражение в квадратных скобках уравнения (4) согласно уравнениям (3) и (5) равно

$$I \cdot R = (\theta_1 \cdot n_{ex} + \theta_2 \cdot n_{вых}) = [(a_1 \cdot n_{ex} - b_1 \cdot I) \cdot n_{ex} - b_2 \cdot I \cdot n_{вых}],$$

то уравнение (4) для M_{ex} значительно упрощается:

$$M_{ex} = (a_1 \cdot n_{ex} - b_1 \cdot I) \cdot I. \quad (6)$$

Уравнение моментных характеристик входа ЭП (6) дано здесь в форме, удобной для параметризации по силе тока: $M_{ex} = f(n_{ex})$ при $I = \text{const}$. Такая параметризация часто используется в моментных характеристиках ЭП, что объясняется известными удобствами в электрических расчетах привода. По уравнению (6) можно построить моментную характеристику входа ЭП с параметризацией по силе тока.

Потребный момент, необходимый для вращения вала силового генератора ЭП трактора от ДВС с заданной частотой вращения $n_{ex} = n_d / i_{cp}$, может быть записан в виде

$$M_{ex} = M_d \cdot i_{cp} \cdot \eta_{cp}, \quad (7)$$

где i_{cp} – передаточное число согласующего редуктора, установленного между ДВС и ЭП;

η_{cp} – коэффициент полезного действия согласующего редуктора.

Приравняв правые части уравнений (6) и (7), получим выражение для определения крутящего момента двигателя, потребного для привода силового генератора ЭП трактора:

$$M_d = \frac{(a_1 \cdot n_d - b_1 \cdot I \cdot i_{cp}) \cdot I}{i_{cp}^2 \cdot \eta_{cp}}. \quad (8)$$

Затем на моментной характеристике ДВС произвольно выбирается на примерно равных расстояниях (по частоте вращения) друг от друга несколько точек (c, d, e, \dots), одна из которых соответствует номинальной частоте вращения двигателя n_e (рис. 2). Находим координаты этих точек: $M_c - n_c; M_d - n_d; M_e - n_e; \dots$

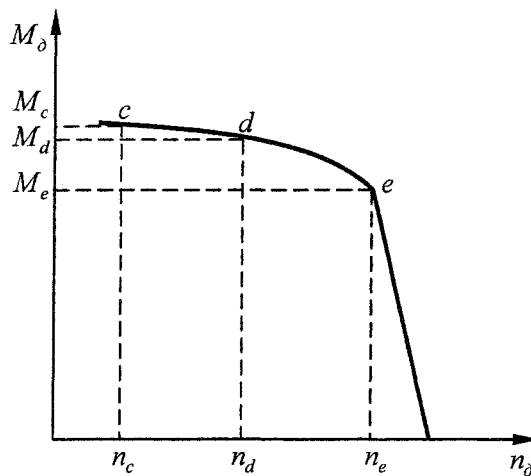


Рис. 2. Выходная моментная характеристика ДВС

По техническим характеристикам электромашин ЭП трактора находим значение тока главной (якорной) цепи $I_{\eta_{max}}$, соответствующего максимальному значению коэффициента полезного действия ЭП η_{max} . Подставляя координаты точек c, d, e, \dots и значение $I_{\eta_{max}}$ в выражение (8), найдем значения передаточных чисел согласующего редуктора $i_{cp_c}, i_{cp_d}, i_{cp_e}, \dots$:

$$i_{cp_j} = \frac{-b_1 \cdot I_{\eta_{max}}^2 + \sqrt{b_1^2 \cdot I_{\eta_{max}}^4 + 4 \cdot M_{d_j} \cdot \eta_{cp} \cdot I_{\eta_{max}} \cdot a_1 \cdot n_{d_j}}}{2 \cdot M_{d_j} \cdot \eta_{cp}}, \quad (9)$$

где j – количество точек, выбранных на моментной характеристике двигателя.

Далее, задаваясь для каждого значения i_{cp_j} значениями n_d от нуля до частоты вращения холостого хода n_{xx} и значениями тока в главной цепи ЭП от нуля до максимально возможного тока

Расчет и конструирование

якорной цепи I_{\max} , на графике моментной характеристики двигателя по выражению (8) построим нагрузочные характеристики ЭП трактора в виде пучков прямых линий A, B, C, \dots (рис. 3).

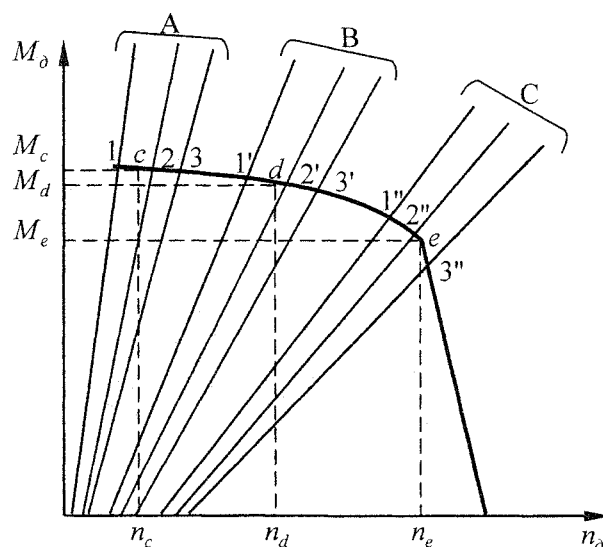


Рис. 3. График совместной работы ДВС и ЭП

Точки 1, 2, 3; 1', 2', 3'; 1'', 2'', 3'' пересечения характеристик ДВС и ЭП трактора называются точками их совместной работы. Зная координаты точек совместной работы, определим параметры выходных характеристик СУ трактора, пользуясь выражениями

$$M_{\text{вых}j} = M_{\partial j} / k_{\text{ЭП}j}, \quad (10)$$

$$n_{\text{вых}j} = n_{\partial j} \cdot u_{\text{ЭП}j}, \quad (11)$$

$$k_{\text{ЭП}} = \frac{\theta_2}{\theta_1} = \theta_{21} \text{ -- силовое передаточное отношение ЭП трактора;}$$

$$u_{\text{ЭП}} = \frac{\theta_1}{\theta_2} = \frac{1}{\theta_{21}} \text{ -- кинематическое передаточное отношение ЭП трактора;}$$

θ_{21} – регулирующее воздействие электропривода.

По полученным параметрам строим выходные характеристики СУ промышленного трактора (рис. 4). Имея несколько выходных характеристик, следует произвести оценку проведенного совмещения и выбрать наилучшую.

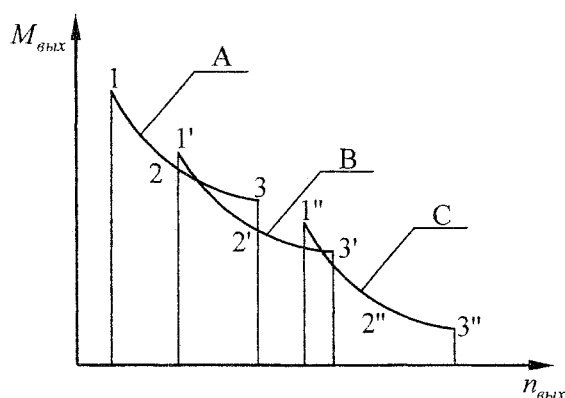


Рис. 4. Выходные характеристики ЭП трактора

Известно, что технологический процесс промышленного трактора является циклическим. Специальными исследованиями показано, что определяющей составляющей технологического процесса

при обеспечении производительности тракторного агрегата является рабочий ход [1]. Рабочий ход бульдозерно-рыхлительного агрегата на базе промышленного трактора с точки зрения действующих в подсистемах нагрузок является нестационарным случайным процессом, который специальными способами может быть заменен стационарным и описан методами математической статистики [4].

Рассмотрим случай, когда частота вращения вала тягового двигателя ЭП трактора при выполнении рабочего цикла землеройных работ распределяются по нормальному закону (закону Гаусса) с плотностью распределения $f(n_{\text{вых}})$ и полем рассеивания $\bar{n}_{\text{вых}} \pm 3\sigma$ (рис. 5), где $\bar{n}_{\text{вых}}$ – математическое ожидание частоты вращения выходного элемента ЭП трактора; σ – среднее квадратическое отклонение частоты вращения выходного элемента ЭП трактора.

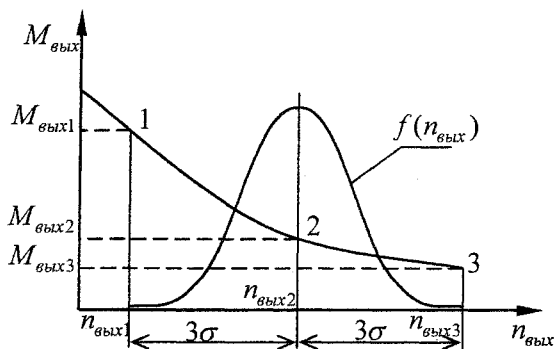


Рис. 5. Выходная характеристика ЭП трактора

Зная значения $M_{\text{вых}} = \varphi(n_{\text{вых}})$, $f(n_{\text{вых}})$ и $n_{\text{вых}}$, можно определить среднюю мощность на выходном элементе ЭП трактора как математическое ожидание:

$$\bar{N}_{\text{вых}} = \int_{n_{\text{вых}}^{\min}}^{n_{\text{вых}}^{\max}} [M_{\text{вых}} = \varphi(n_{\text{вых}})] \cdot f(n_{\text{вых}}) \cdot n_{\text{вых}} \cdot dn_{\text{вых}}, \quad (12)$$

где $n_{\text{вых}}^{\max}$ – максимальная расчетная частота вращения выходного элемента ЭП трактора;

$n_{\text{вых}}^{\min}$ – минимальная расчетная частота вращения выходного элемента ЭП трактора.

Для взятия интеграла (12) необходимо задать функцию $M_{\text{вых}} = \varphi(n_{\text{вых}})$ в аналитической форме. Если провести аппроксимацию истинной кривой $M_{\text{вых}} = \varphi(n_{\text{вых}})$ квадратической параболой, то, задаваясь избранными точками 1, 2, 3 (см. рис. 5), можно записать систему уравнений

$$\left. \begin{aligned} M_{\text{вых}1} &= a \cdot n_{\text{вых}1}^2 + b \cdot n_{\text{вых}1} + c; \\ M_{\text{вых}2} &= a \cdot n_{\text{вых}2}^2 + b \cdot n_{\text{вых}2} + c; \\ M_{\text{вых}3} &= a \cdot n_{\text{вых}3}^2 + b \cdot n_{\text{вых}3} + c, \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

решение которой дает значения коэффициентов a , b , c .

Точки 1 и 3 определяются крайними значениями рабочего диапазона частоты вращения вала тягового электродвигателя ЭП трактора, а точка 2 располагается между ними. Тогда выражение (12) переписется в виде:

$$\bar{N}_{\text{вых}} = \frac{1}{\sigma \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot \int_{n_{\text{вых}}^{\min}}^{n_{\text{вых}}^{\max}} (a \cdot n_{\text{вых}}^3 + b \cdot n_{\text{вых}}^2 + c \cdot n_{\text{вых}}) \cdot e^{-\frac{(n_{\text{вых}} - \bar{n}_{\text{вых}})^2}{2 \cdot \sigma^2}} \cdot dn_{\text{вых}}. \quad (14)$$

Решение выражения (14) имеет следующий вид:

$$\bar{N}_{\text{вых}} = \left[a \cdot \bar{n}_{\text{вых}}^3 + b \cdot \bar{n}_{\text{вых}}^2 + c \cdot \bar{n}_{\text{вых}} + \sigma \cdot (3a \cdot \bar{n}_{\text{вых}} + b) \right] \cdot \Phi\left(\frac{n_{\text{вых}}^{\max} - n_{\text{вых}}^{\min}}{2 \cdot \sigma}\right). \quad (15)$$

Пользуясь выражением (15), проводим расчет средних мощностей $\bar{N}_{\text{вых}A}$, $\bar{N}_{\text{вых}B}$, $\bar{N}_{\text{вых}C}$, ... на выходном элементе ЭП трактора для каждого пучка A , B , C , ... прямых нагружающих характеристик и подсчитанные значения наносим на график (рис. 6).

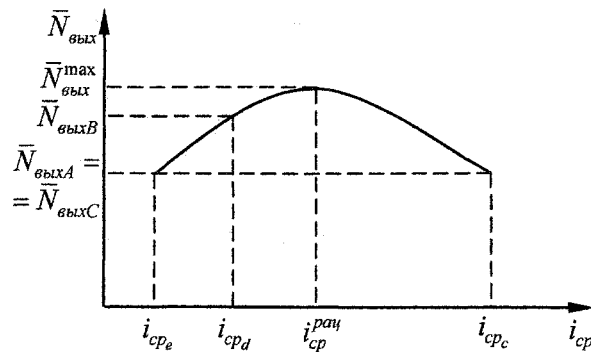


Рис. 6. График выходных мощностей ЭП

Соединив плавной кривой точки $\bar{N}_{\text{выхA}}$, $\bar{N}_{\text{выхB}}$, $\bar{N}_{\text{выхC}}$, ..., находим максимальное значение средней выходной мощности СУ трактора $\bar{N}_{\text{вых}}^{\text{max}}$. По абсциссе точки $\bar{N}_{\text{вых}}^{\text{max}}$ определяем передаточное число согласующего редуктора $i_{\text{ср}}^{\text{рац}}$, обеспечивающее рациональное совмещение характеристик ДВС и ЭП промышленного трактора по критерию максимального значения средней выходной мощности СУ, определенного с учетом закона распределения частоты вращения тягового электродвигателя за рабочий цикл (рабочую операцию).

Методика рационального совмещения характеристик ДВС и ЭП применена при согласовании характеристик дизельного двигателя ЯМЗ-7511.10-18 и электропривода постоянного тока промышленного дизель-электрического трактора ДЭТ-320 производства ООО «Челябинский тракторный завод – УРАЛТРАК». По результатам совмещения получено, что максимальное значение средней выходной мощности СУ трактора ДЭТ-320, составляющее $\bar{N}_{\text{вых}}^{\text{max}} = 226$ кВт, обеспечивается согласующим редуктором, передаточное число которого составляет $i_{\text{ср}} = 0,807$.

Следовательно, разработанная методика рационального совмещения позволяет подобрать к конкретному ДВС со своими выходными характеристиками двухмашинный ЭП с заранее известными нагружающими характеристиками таким образом, чтобы обеспечивалось получение максимального значения средней выходной мощности СУ промышленного трактора при выполнении им рабочей операции.

Литература

1. Гинзбург Ю.В. Промышленные тракторы. – М.: Машиностроение, 1986. – 296 с.
2. Исаков П.П. Электромеханические трансмиссии гусеничных тракторов. – Л.: Машиностроение, 1981. – 302 с.
3. Антонов А.С. Силовые передачи колесных и гусеничных машин. – Л.: Машиностроение, 1975. – 480 с.
4. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. – М.: Наука, 1969. – 576 с.

МНОГОСТУПЕНЧАТАЯ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКАЯ ТРАНСМИССИЯ ПРОМЫШЛЕННОГО ДИЗЕЛЬ-ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ТРАКТОРА

А.Е. Новосельский

Предлагается принципиальная схема многоступенчатой электромеханической трансмиссии промышленного дизель-электрического трактора, обеспечивающей автоматическое регулирование тяговых усилий и скоростей движения трактора в широком диапазоне при относительной стабилизации нагрузки приводного теплового двигателя за счет его работы в режимах с наиболее высокой эффективностью.

Наиболее важным направлением в усовершенствовании электрических трансмиссий транспортных и тяговых машин следует считать применение электропривода в системе механической трансмиссии как узла, преобразующего небольшую часть полной мощности приводного теплового двигателя и сообщаемого силовой передаче в целом свои гибкие механические свойства. Это направление предусматривает создание электромеханических трансмиссий (ЭМТ) с параллельными потоками мощности на основе электромашин одинарного и двойного вращения, передающих лишь часть мощности теплового двигателя. Передача большей части мощности теплового двигателя через основную механическую ветвь ЭМТ повышает ее коэффициент полезного действия, сохраняя автоматичность электрической трансмиссии. При этом можно значительно уменьшить массогабаритные показатели электропривода ЭМТ в сравнении с электроприводом чисто электрической трансмиссии [1].

Таким образом, основное направление специализации электропривода в системе транспортных трансмиссий – это направление создания и усовершенствования многоступенчатых параллельных ЭМТ.

Разработанная автором многоступенчатая ЭМТ промышленного дизель-электрического трактора состоит из непрерывной двухступенчатой электромеханической передачи (ЭМП) с параллельными потоками мощности в ветвях и из механической части трансмиссии, основными элементами которой являются двухступенчатые планетарные механизмы передач и поворота, главная передача и бортовые редукторы (рис. 1).

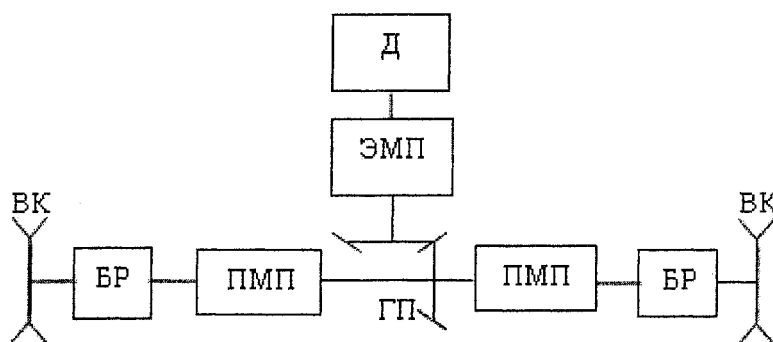


Рис. 1. Многоступенчатая электромеханическая трансмиссия промышленного трактора: Д – приводной тепловой двигатель; ЭМП – электромеханическая передача; ГП – главная передача; ПМП – планетарный механизм поворота; БР – бортовой редуктор; ВК – ведущее колесо

В качестве механической части трансмиссии использованы элементы заднего моста промышленного дизель-электрического трактора ДЭТ-250М2 [2].

Структурная схема двухступенчатой ЭМП представлена на рис. 2.

Главной частью ЭМП является механизм, обладающий двумя степенями свободы $S_k = 2$ и представляющий собой систему из двух элементарных планетарных механизмов. Вспомогательной частью передачи является двухмашинный электропривод М1, М2 постоянного тока, роль которого состоит в том, чтобы основной шестеренчатой передаче сообщить свойства непрерывного и автоматического регулирования.

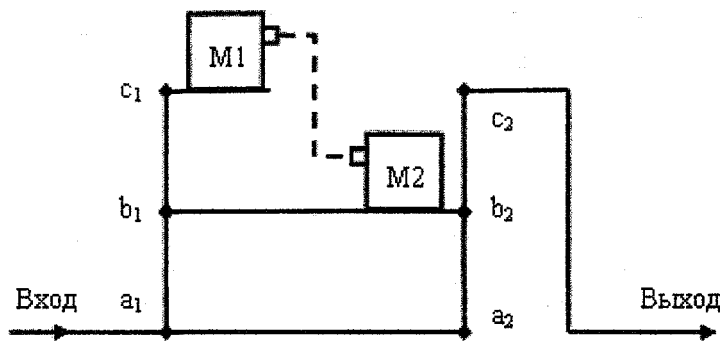


Рис. 2. Структурная схема электромеханической передачи: $a_1, b_1, c_1, a_2, b_2, c_2$ – основные звенья ЭМП; M1, M2 – электромашины постоянного тока; d_1, d_2 – гибкая электрическая связь якорных обмоток электромашин

($a_1, b_1, c_1, a_2, b_2, c_2$) на рис. 2 может быть звеном элементарного планетарного механизма (солнечным колесом, эпициклом или водилом) на рис. 3. В зависимости от способов присоединения основных функциональных звеньев $a_1, b_1, c_1, a_2, b_2, c_2$ (солнечного колеса, эпицикла и водила) планетарных механизмов к входу, выходу и ветвям ЭМП может быть создано 36 вариантов схемных решений для общей структурной схемы. Поэтому сначала был проведен ее анализ с выводом общих уравнений [1], а затем на их основе решена задача синтеза конкретной схемы ЭМП.

Основным принципом управления ЭМП выбран метод переключения ступеней в момент остановки и разгрузки одного из основных звеньев планетарного механизма. Это звено наиболее удобно для того, чтобы разместить на нем управляющую муфту Φ и тормоз T для стыковки между собой двух ступеней передачи, т. к. переключение элементов управления Φ и T будет происходить при полной остановке и разгрузке звена (рис. 4). Переключение передач в этом случае будет наиболее эффективным, а устройства управления – простыми, долговечными, легко автоматизируемыми.

Зависимости частот вращения электромашин M1 и M2 от основных параметров ЭМП описываются системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \bar{n}_{M1}^I &= C_1^I \cdot (\bar{n} - \bar{n}_{01}^I); \\ \bar{n}_{M1}^{II} &= C_1^{II} \cdot (\bar{n} - \bar{n}_{01}^{II}); \\ \bar{n}_{M2}^I &= C_2^I \cdot (\bar{n} - \bar{n}_{02}^I); \\ \bar{n}_{M2}^{II} &= C_2^{II} \cdot (\bar{n} - \bar{n}_{02}^{II}), \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где $\bar{n}_{M1}^I, \bar{n}_{M1}^{II}$ – относительные частоты вращения электромашин M1 на первой и второй ступенях соответственно; $\bar{n}_{M2}^I, \bar{n}_{M2}^{II}$ – относительные частоты вращения электромашин M2 на первой и второй ступенях соответственно; \bar{n} – относительная частота вращения выходного звена ЭМП; $\bar{n}_{01}^I, \bar{n}_{01}^{II}$ – относительные частоты вращения выходного звена ЭМП на первой и второй ступенях, соответствующие моментам остановки электромашин M1; $\bar{n}_{02}^I, \bar{n}_{02}^{II}$ – относительные частоты вращения выходного звена ЭМП на первой и второй ступенях, соответствующие моментам остановки электромашин M2; $C_1^I, C_1^{II}, C_2^I, C_2^{II}$ – обобщенные параметры планетарных механизмов на каждой передаче, зависящие от их конструктивных параметров.

Первая ступень в ЭМП осуществляется включением тормоза T при выключенном фрикци-

Для получения минимально возможного осевого габарита ЭМП использованы элементарные планетарные механизмы с одновенцовыми сателлитами и центральными зубчатыми колесами смешанного зацепления (солнечное колесо имеет внешние зубья, эпициклическое колесо – внутренние), простые по конструкции, технологичные, с высоким внутренним коэффициентом полезного действия, имеющие наименьший, по сравнению с другими планетарными механизмами, осевой габарит (рис. 3).

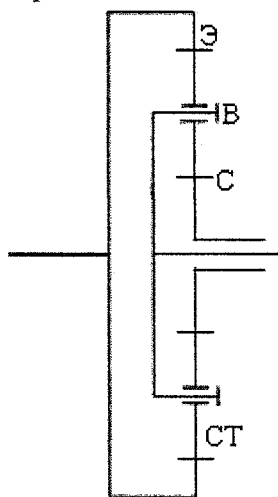


Рис. 3. Элементарный планетарный механизм: Э – эпициклическое колесо; В – водило; С – солнечное колесо; СТ – сателлит

онном управляющем элементе Φ , вторая – выключением T и включением Φ . Переключения ступеней осуществляются автоматически.

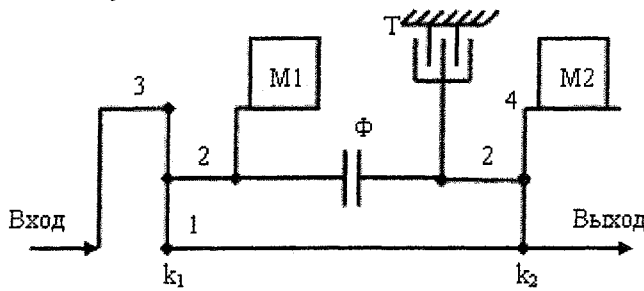


Рис. 4. Электромеханическая передача с управляющими элементами

На основе анализа обобщенной схемы ЭМП с выбранными элементами управления с учетом требуемых параметров тракторного агрегата синтезирована конкретная схема двухпоточной ЭМП (рис. 5), входящей в состав ЭМТ промышленного дизель-электрического трактора и отвечающей всем требованиям, предъявляемым к современным силовым передачам тяговых и транспортных машин.

Уравнения кинематической связи для ступеней синтезированной схемы ЭМП имеют следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} \bar{n}_{M1}^I &= 3 \cdot (\bar{n} - 0,667); C_1^I = 3; \bar{n}_{01}^I = 0,667; \\ \bar{n}_{M1}^{II} &= 3 \cdot (\bar{n} - 0,667); C_1^{II} = 3; \bar{n}_{01}^{II} = 0,667; \\ \bar{n}_{M2}^I &= 3 \cdot \bar{n}; C_2^I = 3; \bar{n}_{02}^I = 0; \\ \bar{n}_{M2}^{II} &= -3 \cdot (\bar{n} - 1,333); C_2^{II} = -3; \bar{n}_{02}^{II} = 1,333. \end{aligned} \right\} (2)$$

В соответствии с уравнениями (2) определены кинематические характеристики планетарных механизмов $k_1 = 2$ и $k_2 = 2$. По выражениям для обобщенных координат каждой ступени ЭМТ можно получить уравнения, позволяющие определить крутящие моменты и мощности электромашин для этих ступеней [1].

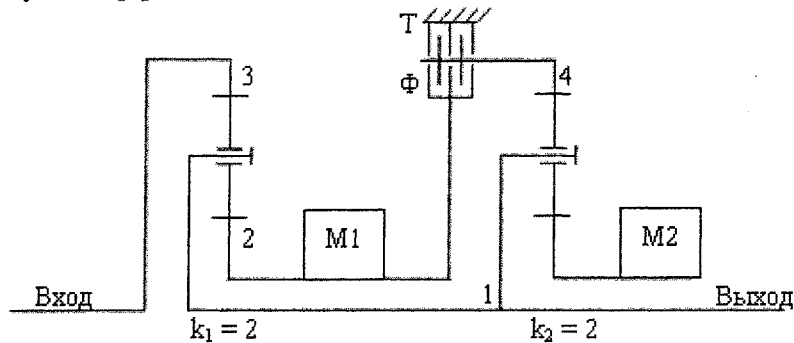


Рис. 5. Синтезированная схема двухпоточной электромеханической передачи

При проведении полного анализа синтезированной схемы двухпоточной ЭМТ построены ее основные характеристики, представленные на рис. 6–8. На этих рисунках использованы следующие обозначения:

$\bar{M}_{M1}^I, \bar{M}_{M1}^{II}, \bar{M}_{M2}^I, \bar{M}_{M2}^{II}$ – относительные крутящие моменты электромашин $M1$ и $M2$ на первой и второй передачах соответственно;

$\bar{N}_{M1}^I, \bar{N}_{M1}^{II}, \bar{N}_{M2}^I, \bar{N}_{M2}^{II}$ – относительные мощности электромашин $M1$ и $M2$ на первой и второй передачах соответственно.

Диапазон регулирования передачи (см. рис. 6):

$$d = \frac{\bar{n}_B}{\bar{n}_A} = \frac{1,333}{0,3} = 4,45. \tag{3}$$

Общий диапазон регулирования электротрансмиссии трактора ДЭТ-250М2 при длительной работе электрических машин $d = 4$ [2].

За номинальные крутящие моменты электромашин $M1$ и $M2$ приняты их максимальные значения, достигаемые ими в пределах каждой ступени, равные $\bar{M}_{M1ном} = 0,5$ и $\bar{M}_{M2ном} = 0,5$.

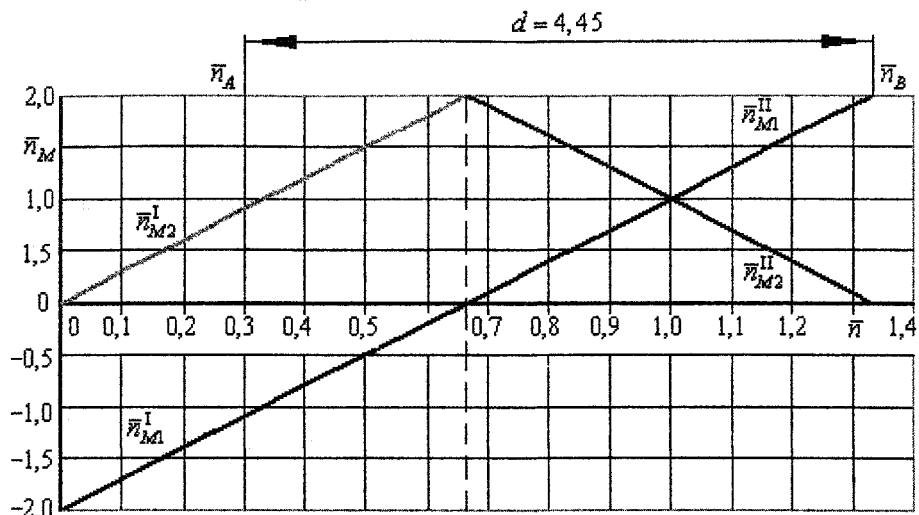


Рис. 6. Кинематическая характеристика синтезированной электромеханической передачи

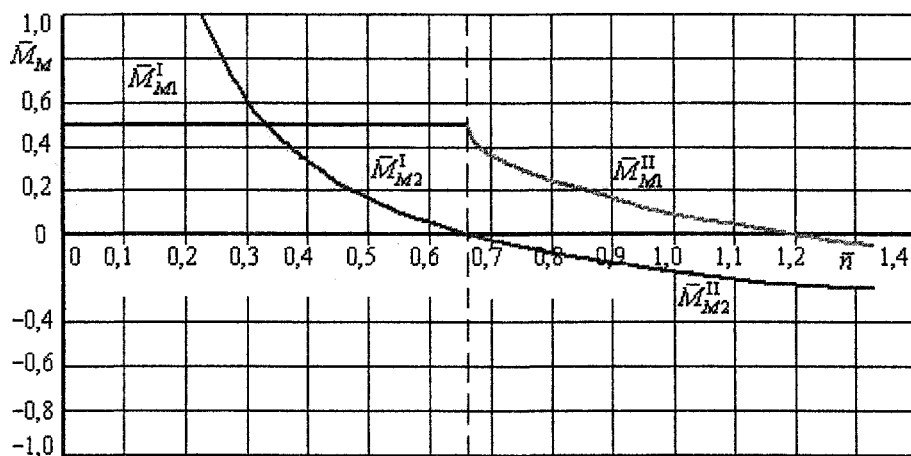


Рис. 7. Силовая характеристика синтезированной электромеханической передачи

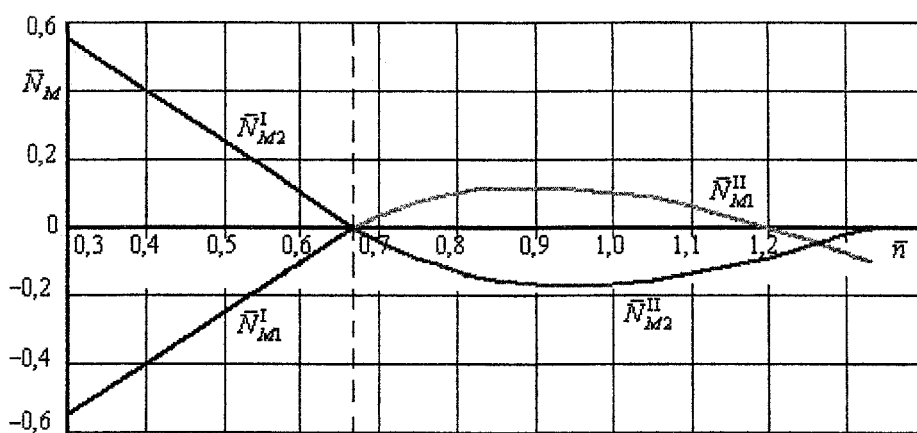


Рис. 8. Мощностная характеристика синтезированной электромеханической передачи

Предельное сокращение суммарного относительного объема $\bar{V}_{ЭМТ}$ электромашин синтезированной двухпоточной ЭМП в сравнении с суммарным относительным объемом $\bar{V}_{ЭГ}$ электромашин однопоточной электропередачи трактора ДЭТ-250М2, оцениваемое коэффициентом объема k_V , равно:

$$k_V = \frac{\bar{V}_{ЭГ}}{\bar{V}_{ЭМТ}} = 3,08. \quad (4)$$

Таким образом, разработанная малогабаритная двухступенчатая ЭМП промышленного дизель-электрического трактора обладает рядом преимуществ перед аналогичными силовыми передачами:

- 1 простотой конструкции;
- 2 малыми габаритами;
- 3 широким диапазоном регулирования;
- 4 легкостью переключения ступеней передачи;
- 5 надежностью и долговечностью управляющих устройств, осуществляющих переключения при полной синхронизации и разгрузке без пробуксовки;
- 6 легкостью автоматизации рабочих процессов.

В совокупности с механической частью трансмиссии ЭМП обеспечивает необходимый диапазон регулирования тяговых усилий и скоростей движения промышленного дизель-электрического трактора. Непрерывное регулирование трансмиссии осуществляется с помощью ЭМП и ступенчатое – переключением механических ступеней в планетарных механизмах передач и поворота.

Многоступенчатая электромеханическая трансмиссия может быть эффективно использована при доводке и дальнейшем совершенствовании нового промышленного дизель-электрического трактора ДЭТ-320 производства ООО «Челябинский тракторный завод – УРАЛТРАК».

Литература

1. Исаков П.П., Иванченко П.Н., Егоров А.Д. Электромеханические трансмиссии гусеничных тракторов. – Л.: Машиностроение, 1981. – 302 с.
2. Исаков П.П., Кавьяров И.С., Большухин В.С. Трактор ДЭТ-250 и его модификации. – М.: Машиностроение, 1975. – 424 с.

МЕТОДОЛОГИЧЕСКИЕ ПРИНЦИПЫ ОПТИМИЗАЦИИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ МОЩНОСТИ МЕЖДУ ДВИЖИТЕЛЯМИ КОЛЕСНЫХ МАШИН

А.В. Келлер

Приведены методологические принципы и результаты определения оптимального характера распределения мощности между двигателями колесной машины согласно сформулированной целевой функции и системе ограничений.

Тенденция повышения требований к эффективности колесных машин (КМ) обуславливает необходимость дальнейшего совершенствования конструкции шасси, и в том числе переход на индивидуальное распределения мощности между двигателями КМ. При этом необходимость дальнейшего совершенствования КМ требует развития теории движения машин на иной, более совершенной методологической основе, которая позволит не только анализировать эксплуатационные свойства машин, но и управлять этими свойствами, обеспечивая тем самым максимальную их эффективность в процессе движения.

Для развития теории в новом направлении необходимо прежде всего установить взаимосвязь распределения мощности в трансмиссии колесных машин с их эксплуатационными свойствами, по оценочным показателям которых следует оптимизировать характер распределения мощности и управлять им в процессе движения, чтобы достичь максимальной эффективности машины.

Особое значение в современных условиях приобретают вопросы методологии, поскольку применяемые в ряде исследований критерии оптимальности и методики, разработанные исходя из задачи улучшения одного из эксплуатационных свойств, оказываются для перспективных колесных машин пригодными не в полном объеме. Отсутствие достаточных научных обоснований приводит к неоптимальному распределению мощности и, как следствие, к низкой эффективности КМ.

Для определения оптимального характера распределения мощности между двигателями колесной машины рассмотрим ее как объект многокритериальной оптимизации (рис.1). Состояние объекта зависит от параметров, воздействующих на его вход (внутренних параметров объекта), причем некоторые из них следует считать заданными: масса и габариты; параметры силовой установки и трансмиссии; параметры ходовой части; параметры рулевого управления.

При заданных внутренних параметрах объекта эксплуатационные свойства колесной машины зависят от: количества ведущих колес; расположения ведущих колес; распределения мощности между ведущими колесами.

Изменением вышеперечисленных параметров можно достичь определенного уровня эксплуатационных свойств. Поэтому эти параметры будем называть управляющими.

Движение колесной машины осуществляется по маршруту, который характеризуется случайными параметрами: параметрами опорной поверхности (сопротивление качению, коэффициент сцепления и т.д.); микропрофилем; макропрофилем; радиусами и углами поворота.

Учитывая воздействие случайных возмущений, считаем задачу оптимизации вероятностной.

Эффективность движения колесной машины определяют показатели ее эксплуатационных свойств (выходные параметры): тягово-скоростных свойств; проходимости; топливной экономичности; управляемости; устойчивости; маневренности.

Один из выходных параметров или их сочетание представляет собой показатель качества (функцию цели) оптимизируемого объекта, который в процессе оптимизации следует привести к экстремуму. Остальные выходные параметры должны поддерживаться в заданных пределах, т. е. на поведение объекта при оптимизации накладываются ограничения.

Задачей оптимизации распределения мощности между ведущими колесами является отыскание таких управляющих параметров, которые обеспечили бы максимальную эффективность движения колесной машины.

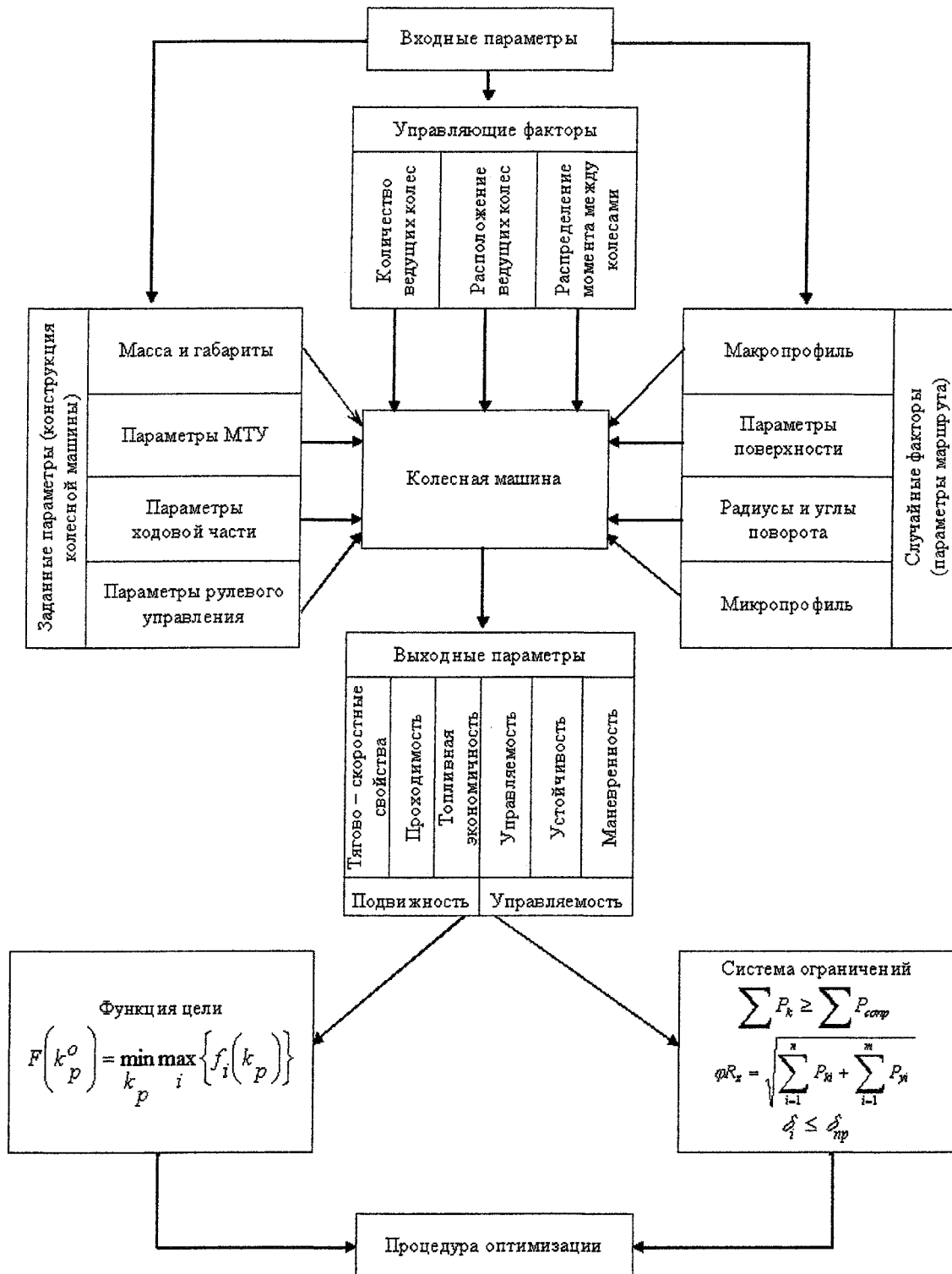


Рис. 1. Структурная схема оптимизации распределения мощности между двигателями колесной машины

Проведенный анализ эксплуатационных свойств колесных машин и их оценочных показателей [1] позволяет заключить, что задача поиска оптимальных законов распределения мощности между колесами является многокритериальной.

Вместе с тем, анализ эксплуатационных свойств позволил выделить две группы однородных свойств, каждую из которых можно оценивать по одному критерию. Такой подход к оптимизации распределения мощности позволяет превратить многокритериальную задачу в задачу двух-

Расчет и конструирование

критериальной оптимизации, которую можно решить на основе принципа компромисса, т.е. с использованием минимаксного критерия [2].

Первая группа однородных свойств, назовем ее подвижностью, включает в себя тягово-скоростные свойства, проходимость и топливную экономичность. В качестве функции цели при поиске распределения мощности между ведущими колесами, сформулирован новый принцип распределения мощности между двигателями коленной машины – принцип пропорциональности буксований δ ведущих колес:

$$\delta_1 = k \cdot \delta_2 = \dots = k^{i-1} \delta_i. \quad (1)$$

где k – коэффициент пропорциональности, зависящий от условий качения конкретного колеса.

Вторая группа однородных эксплуатационных свойств – управляемость, характеризует возможность колесной машины двигаться по заданной водителем (в том числе и прямолинейной) траектории и объединяет в себе поворотливость (маневренность), устойчивость и управляемость машины. Анализ многочисленных исследований в области управляемости колесных машин [3] позволяет сделать вывод о том, что оптимальная поворотливость, устойчивость и управляемость обеспечиваются при равенстве углов γ увода всех колес:

$$\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma_3 = \dots = \gamma_n. \quad (2)$$

При таком подходе частные критерии будут выглядеть следующим образом:

по подвижности

$$f_1(k_p) = \sum_{i=1}^n \left(\frac{r_{koi}}{r_{koi}} \cdot k^{i-1} \cdot \delta_i - \frac{\bar{r}_{ko}}{r_{koi}} \cdot \bar{\delta} \cdot \left(\frac{\sum_{i=1}^n k^{i-1}}{n} \right) \right)^2; \quad (3)$$

по управляемости

$$f_2(k_p) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\gamma_i - \bar{\gamma})^2}{n-1}}. \quad (4)$$

где k_p – коэффициент распределения мощности, n – число ведущих колес.

Целевая функция при поиске оптимального распределения мощности между ведущими колесами, обеспечивающая машине максимальную эффективность:

$$F(k_p^o) = \min_{k_p} \max_i \{f_i(k_p)\}, \quad i = 1, n, \quad k_p = k_{p1}, \dots, k_{pn} \quad (5)$$

Следовательно, выражение (5) целесообразно использовать в качестве целевой функции при поиске оптимального распределения мощности между ведущими колесами, обеспечивающим машине максимальную эффективность.

В процессе поиска оптимальных законов распределения мощности необходимо учитывать ряд ограничений:

– обеспечение принципиальной возможности движения машины:

$$\sum P_k \geq \sum P_{conp}, \quad (6)$$

где $\sum P_k$ – суммарная сила тяги; $\sum P_{conp}$ – суммарная сила сопротивления движению;

– ограничения, накладываемые на сцепные свойства колес с опорной поверхностью:

$$\varphi R_z = \sqrt{\sum_{i=1}^n P_{ki} + \sum_{i=1}^m P_{yi}}, \quad (7)$$

где P_{ki} – сила тяги i -го колеса; P_{yi} – боковая сила, действующая на i -е колесо;

– ограничения на допустимые величины буксования колес, от которых зависят глубина образующейся колеи и истирание почвы. Последнее характерно главным образом для сельскохозяйственных тракторов, что связано с сохранением плодородного слоя полей.

Процедура оптимизации представляет собой процесс отыскания оптимальных управляющих

параметров с помощью одного или нескольких методов поиска. Кроме формулировки целевой функции и системы ограничений в конкретном виде, необходимо найти соотношения, определяющие количественные связи выходных параметров с входными, т. е. составить математическую модель объекта.

Для получения модели движения использовались уравнения с множителями Лагранжа. При составлении математической модели колесной машины была осуществлена декомпозиция ее общей структуры на подсистемы (рис. 2). Особенностью движения колесной машины является наличие неголономных связей, осуществляемых элементами двигателей между динамическими системами машины и опорной поверхностью. Применяя принцип декомпозиции и вынося неголономные связи в отдельную подсистему, были выделены две подсистемы машины: силовая установка – трансмиссия – ведущие колеса; кузов – подвеска – мосты – шины и подсистема маршрута движения.

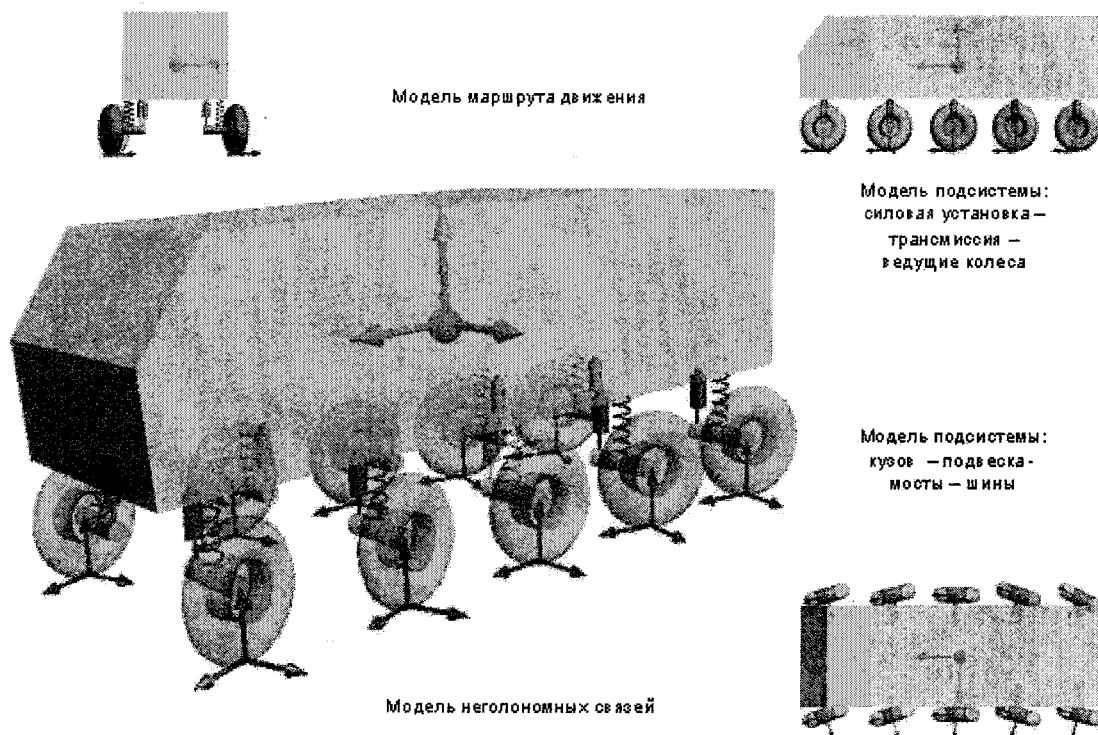


Рис. 2. Структурная схема построения математической модели n -осной машины

В реальных условиях движения колесных машин коэффициент k_p распределения мощности для обеспечения максимально эффективного движения должен автоматически изменяться в широком диапазоне применительно к условиям движения.

В процессе прямолинейного движения при бортовой симметрии (равные вертикальные реакции и одинаковые дорожные условия) и отсутствии действующих на колесную машину боковых сил, оптимальный характер распределения мощности определяется подвижностью, так как в этих условиях углы увода колес равны нулю.

Исходя из допущения о бортовой симметрии, величина коэффициента распределения мощности k_{pi} , характеризующего часть крутящего момента двигателя $M_{об}$, приходящегося на i -е колесо, может быть найдена посредством следующего выражения:

$$k_{pi} = \frac{M_{fci} + \frac{1}{k^{i-1} \cdot \lambda_i \sum_{j=1}^n \frac{1}{k^{j-1} \cdot \lambda_j}} r_n P_{ka}}{M_{об}} \quad (14)$$

На рис. 3 и в таблице представлены коэффициенты оптимального распределения мощности колесных машин 4Х4, 6Х6 при движении в различных условиях.

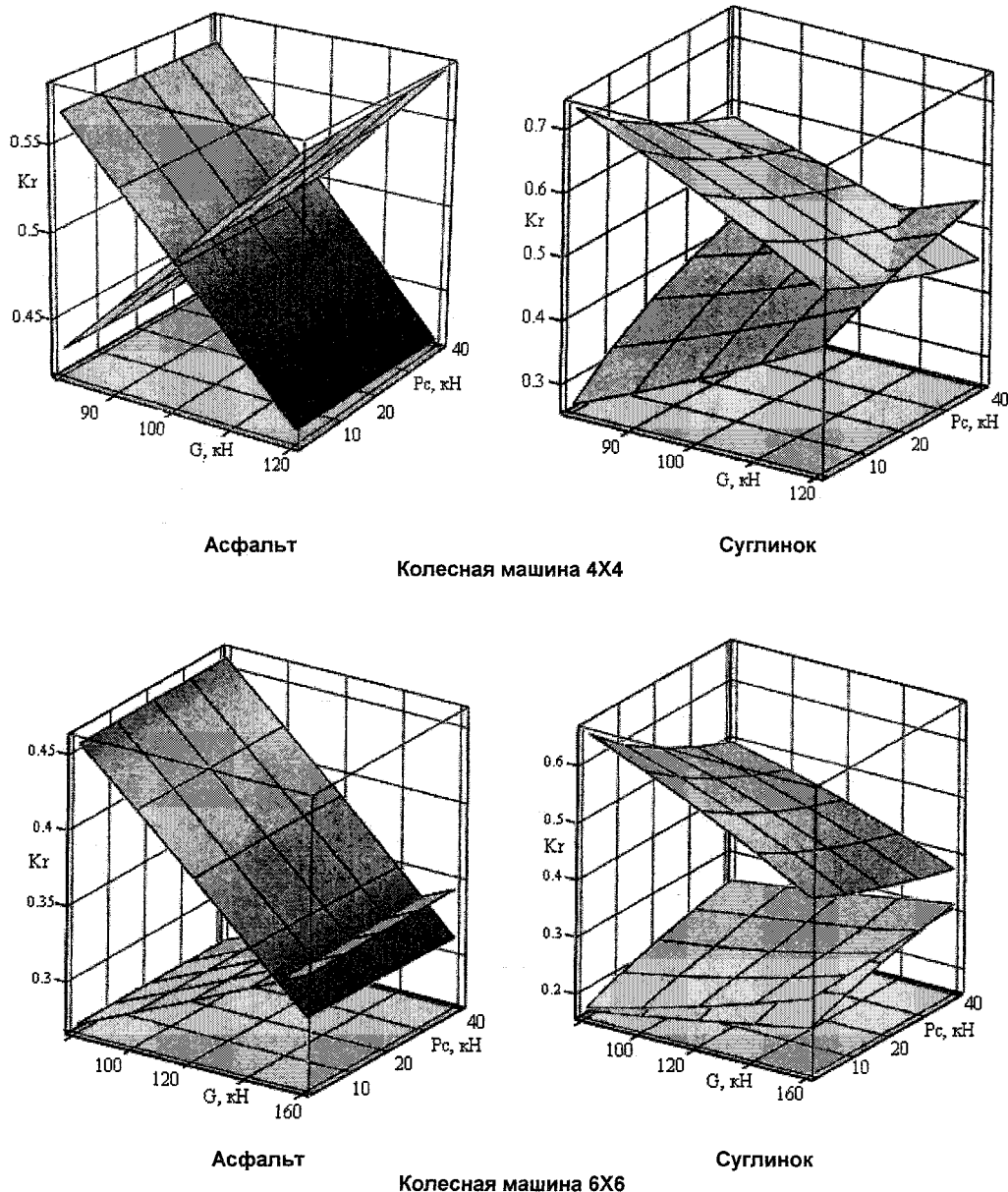


Рис. 3. Зависимость коэффициента оптимального распределения мощности от массы колесной машины и силы внешних сопротивлений движению

Анализ данных, представленных на рис. 3, свидетельствует об уменьшении доли крутящего момента, приходящейся на колеса переднего моста при увеличении массы машины, что связано с уменьшением доли вертикальной нагрузки, приходящейся на данный мост. В то же время, увеличение нагрузки на колеса задних осей вызывает увеличение доли крутящего момента, который требуется к ним подвести. При этом у машин 6X6 более интенсивно увеличивается доля мощности распределяемой на колеса среднего моста, так как при движении по деформируемому грунту они имеют большее сопротивление качению, по сравнению с колесами заднего моста.

При увеличении внешних сил сопротивления движению, для преодоления которых требуется создание продольной силы тяги, доля крутящего момента, приходящаяся на передний мост, уменьшается. Это связано с меньшими сцепными возможностями колес переднего моста при движении по деформируемой поверхности. Так как при движении по деформируемой поверхности сцепные возможности задних колес наибольшие, то большая часть момента, идущего на преодоление внешних сил сопротивления должна подводиться к заднему мосту, что наглядно видно из данных, приведенных на рис. 1.

Значения коэффициентов оптимального распределения мощности для различных типов машин

Тип КМ	Коэффициент	Недеформируемый грунт	Деформируемый грунт
Х	K_{p1}	0,417...0,568	0,454...0,733
	K_{p2}	0,432...0,583	0,267...0,546
	K_{pMOD}	0,761...1,399	0,364...1,204
Х	K_{p1}	0,309...0,457	0,377...0,655
	K_{p2}	0,272...0,345	0,175...0,308
	K_{p3}	0,272...0,345	0,17...0,315
	K_{pMOD}	1,189...2,23	0,526...1,654
Х	K_{p1}	0,174...0,255	0,284...0,446
	K_{p2}	0,174...0,255	0,212...0,297
	K_{p3}	0,245...0,322	0,125...0,253
	K_{p4}	0,245...0,322	0,132...0,251
	K_{pMOD}	0,959...1,851	0,346...1,016

На рис. 4, представлена зависимость коэффициента распределения мощности между бортами машины 4X4 при движении на повороте с различной скоростью и при различной массе машины.

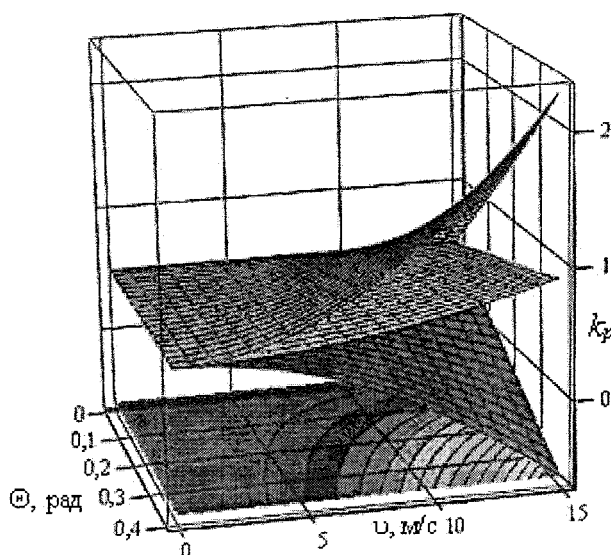


Рис. 4. Зависимость коэффициента оптимального распределения мощности между бортами машины 4X4 от угла поворота управляемых колес и скорости

Анализ результатов исследования позволяет сделать вывод о том, что при движении в условиях бортовой симметрии (без значительной разницы в коэффициентах сцепления колес правого и левого борта) оптимальные значения коэффициентов распределения мощности между осями по условию проходимости и управляемости практически совпадают. Распределение мощности по бортам определяется управляемостью автомобиля.

Литература

1. Пирковский Ю.В., Шухман С.Б. Теория движения полноприводного автомобиля (прикладные вопросы оптимизации конструкции шасси). – М.: Академия проблем качества РФ. Отделение спецтехники и конверсии, 1996. – 240 с.
2. Тарасик В.П. Математическое моделирование технических систем: Учебник для вузов. – Минск.: ДизайнПРО, 2004. – 640 с.
3. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. – М.: Машиностроение, 1978. – 216 с.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ УСТОЙЧИВОСТИ ДВУХОСНОГО АВТОМОБИЛЯ С ИНДИВИДУАЛЬНЫМ ПРИВОДОМ ПРИ РАЗГОНЕ НА ПРЯМОЛИНЕЙНОМ УЧАСТКЕ

С.Н. Марченко, А.В. Келлер, Г.Д. Драгунов

Разработана математическая модель для исследования устойчивости автомобиля с индивидуальным приводом при разгоне максимальной интенсивности и обоснован рациональный характер распределения мощности между ведущими колесами двухосного автомобиля при разгоне на прямолинейном участке.

В настоящее время появились конструкции различных систем распределения мощности, которые позволяют регулировать крутящие моменты на каждом ведущем колесе в соответствии с условиями движения, независимо от условий движения других колес. Такие конструкции создали базу, благодаря которой стал возможен дальнейший качественно новый этап в развитии теории и разработке более совершенных оптимальных схем привода.

Новый этап может быть сформулирован как создание управления эксплуатационными свойствами путем разработки систем распределения мощности с задаваемыми управляемыми характеристиками. Развить данное направление теории простым суммированием результатов исследований, уже выполненных отдельными авторами, невозможно в силу следующих причин:

- положения существующей теории ориентированы на использование традиционных для крупносерийного машиностроения технических решений: постоянно включенный дифференциальный или подключаемый блокированный привод, использование дифференциальных механизмов, часто имеющих различную схему блокировки и т. д.;

- исследования по отдельным разделам теории мобильных колесных машин носят причинно-следственный характер. Это означает, что в методологическом плане такие исследования относятся к работам анализа, поскольку содержащиеся в них рекомендации по выбору характеристик и параметров машин получены путем сопоставительного анализа.

Одним из важнейших вопросов при разработке новой конструкции системы распределения мощности является обоснование правильного распределения моментов, которое можно охарактеризовать коэффициентом распределения крутящих моментов k_m . Не трудно убедиться, что большее значение k_m обеспечивает повышение тяговых качеств автомобиля за счет рационального использования сцепного веса ведущего моста. А это, в свою очередь, обеспечивает лучшую динамичность и проходимость автомобиля в условиях различных сил сцепления ведущих колес с дорожной поверхностью. Однако значительная величина k_m может оказать отрицательное воздействие на устойчивость, управляемость и топливную экономичность автомобиля.

Следовательно, степень распределения моментов нужно ограничивать, исходя из условий, при которых указанное отрицательное воздействие минимально или отсутствует.

Очевидно, что влияние степени распределения моментов на поведение автомобиля наиболее существенно при движении на повороте, а также при прямолинейном движении в случае трогания с места и разгоне, или движении автомобиля на подъем в условиях, когда силы сцепления ведущих колес с поверхностью различны.

Чтобы получить рациональный характер распределения крутящих моментов между колесами двухосного автомобиля, на основе уравнений Лагранжа второго рода были составлены дифференциальные уравнения движения материальной системы (рис. 1) по трем степеням свободы X, Y, β :

$$\begin{aligned} m \cdot j_{x'} &= \sum R_{x2}^i + \sum R_{x1}^i \cos \theta_1 - \sum R_{y1}^i \sin \theta_1, \\ m \cdot j_{y'} - m_n(b - b_n)\beta &= \sum R_{y2}^i + \sum R_{y1}^i \cos \theta_1 - \sum R_{x1}^i \sin \theta_1, \end{aligned} \quad (1)$$

$$J_z \ddot{\beta} = (R''_{x2} - R''_{x1})0,5B_2 + (R'_{x1} - R''_{x1})0,5B_1 \cos \theta_1 - \sum R_{y2} b - \\ - \sum R_{y1} a \cos \theta_1 - \sum R''_{x1} a \sin \theta_1 - \sum M_{cui},$$

где m – полная масса автомобиля; m_n – масса неподдрессоренных частей; J_z – момент инерции автомобиля вокруг вертикальной оси, проходящей через центр масс O' ; R'_{xy} – сила тяги на колесах автомобиля; R''_{xy} – боковые реакции на колесах автомобиля; B_j – ширина колеи соответствующего моста; $\sum M_{cui}$ – суммарный стабилизирующий момент на колесах; a, b – координаты центра масс в продольном направлении; b_n – расстояние центра неподдрессоренных масс до задней оси; θ – среднее значение угла поворота управляемых колес.

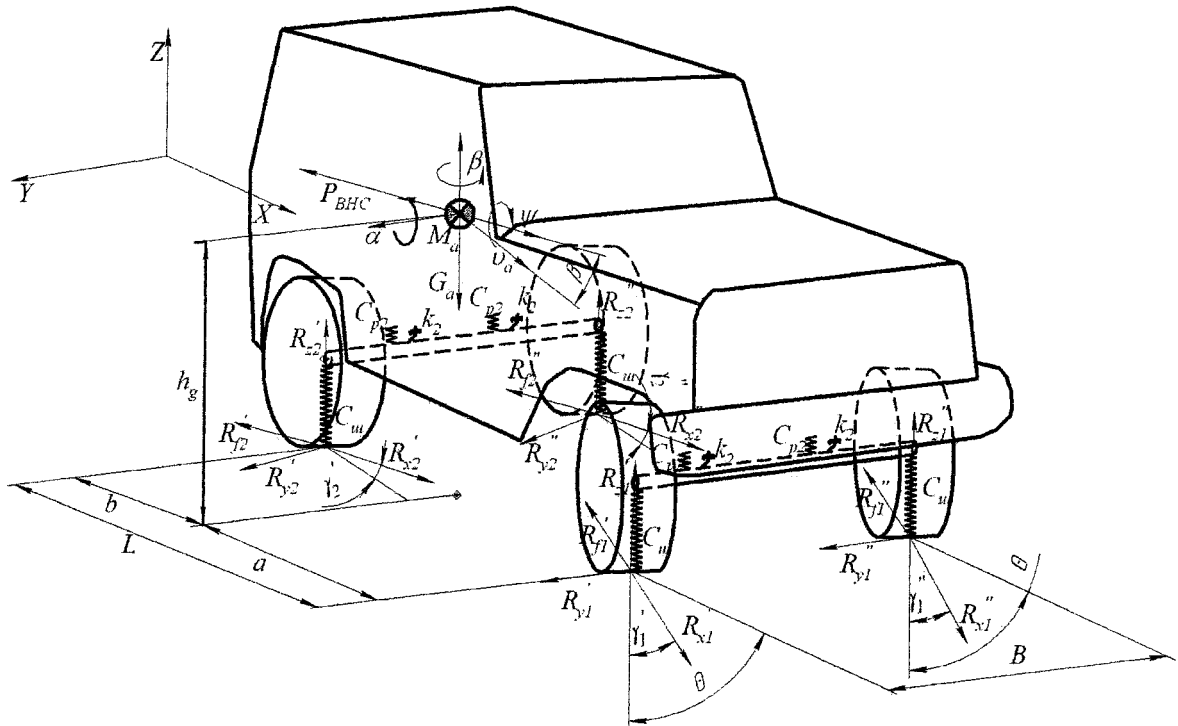


Рис. 1. Расчетная схема автомобиля

Ускорения центра масс по соответствующим осям определяют из кинематических соотношений:

$$j_x = \dot{v}_x - v_y \dot{\beta}, \quad j_y = v_y - v_x \dot{\beta},$$

где v_j – скорость центра масс по соответствующей координате; $\dot{\beta}$ – производная по углу развота автомобиля.

Для определения величин действующих вертикальных реакций R''_{zj} в месте контакта колес с дорогой составим основные уравнения движения центра поддрессоренных масс по двум степеням свободы α, ψ . Пренебрегая в этих уравнениях членами второго порядка, получим:

$$J_{nky} \ddot{\alpha} + 2(r_{p1} a_k^2 + r_{p2} b_k^2) \dot{\alpha} + 2(C_1 a_k^2 + C_2 b_k^2) \alpha + M_F^\alpha + M_n j_x (h_k - r_k) = 0, \quad (2)$$

$$(J_{nkx} + M_n h_{kp}^2) \ddot{\psi} + k_\psi \dot{\psi} + (C_\psi - C_n h_{kp}) \psi - J_{nkzx} \ddot{\beta} - M_n h_{kp} j_y + M_F^\psi = 0,$$

где J_{nky} – момент инерции поддрессоренных масс относительно поперечной оси, проходящей через центр масс O_k ; M_n – поддрессоренная масса автомобиля; r_{pj} – коэффициент сопротивления амортизатора; h_{kp} – плечо крена кузова; M_F^α – момент сухого трения в подвеске в продольном направлении; J_{nkx} – момент инерции поддрессоренных масс относительно продольной оси, проходящей через центр масс O_k ; J_{nkzx} – центробежный момент инерции поддрессоренных масс; r_k – радиус колеса; a_k, b_k, h_k – координаты центра тяжести поддрессоренных масс; C_j – приведенная жесткость рессоры в вертикальном направлении; C_ψ – приведенная жесткость подвески в поперечном направлении; k_ψ – приведенный коэффициент демпфирования в поперечном направлении

Расчет и конструирование

$$k_{\psi} = 0,5 \sum r_{pj} d_{pj}^2; \quad M_{F}^{\psi} - \text{момент сухого трения подвески в поперечном направлении}$$

$$M_{F}^{\psi} = \sum F_{pj} \frac{d_{pj}}{2}.$$

В случае пробоя передней подвески дифференциальное уравнение движения (2) по координате α запишется в виде:

$$J_{mxy} \ddot{\alpha} + 2r_{p2} b_k^2 \dot{\alpha} + 2(C_{m1} a_k^2 + C_2 b_k^2) \alpha - 2a_k (C_{m1} - C_1) l_1' + \sum F_{p2}^i b_k + M_{njx'} (h_k - r_k) = 0, \quad (3)$$

где l_1' – ход передней части кузова до пробоя рессоры по оси передних колес; C_{m1} – вертикальная жесткость тины переднего колеса.

Уравнения (2) и (3) позволяют определить усилия, передаваемые через элементы подвески автомобиля на поддрессоренные части. Учитывая, что угловые колебания кузова записаны от положения статического равновесия, определим вертикальные составляющие на колесах автомобиля в процессе разгона:

$$R_{zj}^i = R_{zjcj}^i + 0,5 R_{zj}^{\alpha} \pm \Delta R_{zj}^{\psi},$$

где R_{zjcm}^i – величина статической нагрузки на колесе; R_{zj}^{α} – динамическая нагрузка, передаваемая через рессору при дифференте кузова; ΔR_{zj}^{ψ} – динамическая нагрузка, передаваемая через рессору при крене кузова.

После этого получим:

$$R_{z1}^{\alpha} = 2a_k (C_1 \alpha + r_{p1} \alpha), \quad \text{при } \alpha < \frac{l_1'}{a_k},$$

$$R_{z1}^{\alpha} = 2a_k [C_{m1} \alpha - (C_{m1} - C_1) \frac{l_1'}{a_k}], \quad \text{при } \alpha \geq \frac{l_1'}{a_k},$$

$$R_{z2}^{\alpha} = 2b_k (C_2 \alpha + r_{p2} \alpha),$$

$$\Delta R_{zj}^{\psi} = 0,5 (R_{zj}^{\alpha} - R_{zj}^i) = \frac{C_{\psi} \psi + K_{\psi} \dot{\psi} + M_{Fj} \text{sign } \dot{\psi}}{B_j}.$$

Траектория движения автомобиля во время разгона определяется наличием углов увода переднего и заднего мостов, которые возникают под действием боковых сил R_{yj}^i , приложенных в пятне контакта колес с дорогой. Используя кинематические соотношения, определим величины боковых реакций на каждом колесе автомобиля для малых углов:

$$R_{y1}^i = k_{\delta} \gamma_{z1}^i \gamma_{x1}^i (\theta + \theta_{\psi} - \text{tg} \frac{v_{y'} + \omega a}{v_{x'}}),$$

$$R_{y2}^i = k_{\delta} \gamma_{z2}^i \gamma_{x2}^i \text{tg} \frac{\omega b - v_{y'}}{v_{x'}},$$

где θ_{ψ} – угол разворота колес управляемого моста вследствие крена кузова; k_{δ} – значение коэффициента сопротивления увода колеса при оптимальной нагрузке; $\gamma_{zj}^i, \gamma_{xj}^i$ – корректирующие коэффициенты.

В зависимости от величины силы тяги и нагрузки на колесе коэффициент сопротивления боковому уводу изменяется по известному закону [Л]. Значения корректирующих коэффициентов в расчетах определяли по следующим зависимостям:

$$\gamma_{zj}^i = 2,4 \left(\frac{R_{zj}^i}{R_{zjojo}^i} \right) - 1,8 \left(\frac{R_{zj}^i}{R_{zjojo}^i} \right)^2 + 0,4 \left(\frac{R_{zj}^i}{R_{zjojo}^i} \right)^3, \quad \gamma_{xj}^i = \sqrt{1 - \left(\frac{R_{xj}^i}{R_{zj}^i \phi^i} \right)^2},$$

где R_{zjojm}^i – оптимальная нагрузка на колесо; ϕ^i – коэффициент сцепления под колесами соответствующего борта автомобиля.

Для определения законов изменения основных силовых факторов, действующих на автомобиль в процессе разгона с индивидуальным приводом ведущих колес, найдем основные парамет-

ры траектории движения центра масс, которые получим при решении системы дифференциальных уравнений (1). Для удобства систему приведем к виду

$$\dot{\omega} = A; \dot{v}_x = B - v_y \omega; \dot{v}_y = B - v_x \omega,$$

$$\text{где } A = \frac{\sum R_{y1} a \cos \theta_1}{J_z} - \frac{\sum R_{y2} b}{J_z} + \frac{(R'_{x2} - R''_{x2}) B_2}{2J_z} + \frac{(R'_{x1} - R''_{x1}) B_1}{2J_z} - \frac{\sum R'_{x1} a \sin \theta_1}{J_z};$$

$$B = \frac{\sum R'_{x2} + \sum R'_{x1} \cos \theta_1 - \sum R'_{y1} \sin \theta_1}{m};$$

$$B = \frac{\sum R'_{y2} + \sum R'_{y1} \cos \theta_1 - \sum R'_{x1} \sin \theta_1}{m};$$

$$D = \frac{M_n (b - b_n)}{M} \omega = \dot{\beta}.$$

Тогда координаты траектории движения центра масс автомобиля можно определить как

$$\beta = \int_0^t \omega dt; \quad x = \int_0^t (v_x \cos \beta - v_y \sin \beta) dt; \quad y = \int_0^t (v_y \cos \beta + v_x \sin \beta) dt,$$

где x, y – координаты центра масс механической системы на плоскости; β – угол разворота продольной оси.

В процессе разгона рост сил тяги R'_{xj} (рис. 2) на ведущих колесах сопровождается дифференциалом кузова α и увеличением вертикальных нагрузок на колеса задней оси.

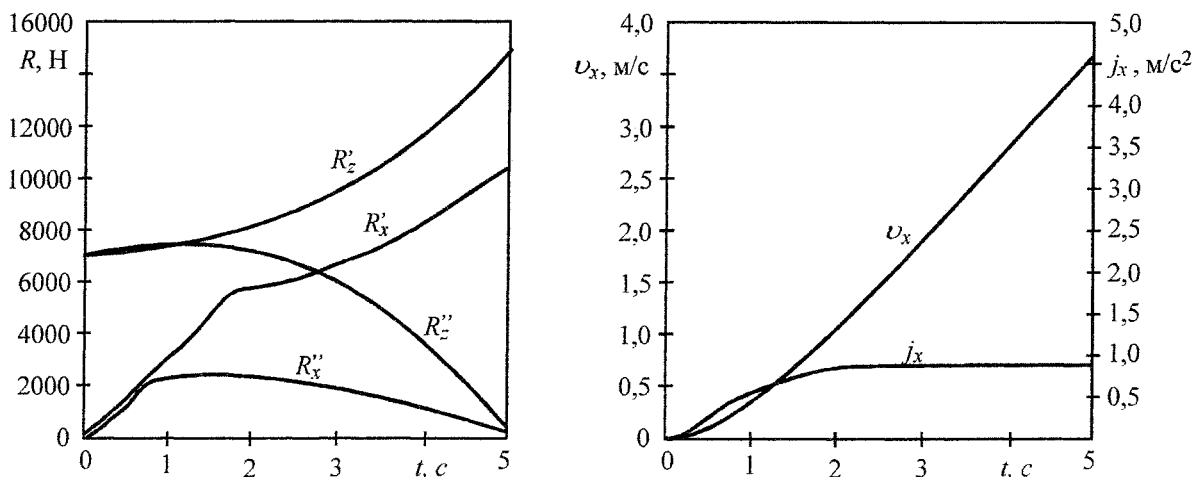


Рис. 2. Изменение параметров автомобиля при разгоне

Вследствие различных сил тяги на ведущих колесах в горизонтальной плоскости возникает поворачивающий момент, который обуславливает появление боковых реакций на колесах и углов увода, а кроме того, приводит к развороту передних управляемых колес за счет податливости деталей рулевого привода, что способствует появлению дополнительного угла разворота управляемых колес θ_{py} , который в данном случае выступает как дестабилизирующий фактор.

Отмеченные выше явления приводят к началу движения автомобиля по криволинейной траектории (рис. 3). Движение по криволинейной траектории сопровождается действием на подвесочные массы поперечной силы инерции за счет возникновения бокового ускорения j_y . Это приводит к крену кузова ψ и соответствующему перераспределению вертикальной нагрузки R'_{zj} (см. рис. 2) в сторону колес с большими действующими силами тяги, что в свою очередь при работе системы управления приведет к еще большему увеличению на них сил тяги. Следовательно, при наличии неравномерности коэффициентов сцепления ведущих колес имеем возмущенный характер движения автомобиля. При этом в процессе разгона автомобиля возможно достижение предельной силы сцепления на колесах переднего моста, что может привести к потере ими способности воспринимать боковые усилия без скольжения и потери вследствие этого управляемости. Начавшееся регулирование крутящих моментов на ведущих колесах уже в переходной ста-

Расчет и конструирование

дии может обеспечить автомобилю требуемый уровень управляемости при высокой динамике разгона.

Снижение величины начальной неравномерности сил тяги на ведущих колесах способствует уменьшению отклонений центра масс от направления движения. Однако при больших значениях неравномерности коэффициентов сцепления ведущих колес выравнивание характеристик процесса заканчивается при некотором положительном угле β разворота продольной оси, под которым впоследствии автомобиль продолжает движение. В случае отсутствия корректирующего воздействия со стороны водителя в данной ситуации возможен выход автомобиля из своего ряда движения.

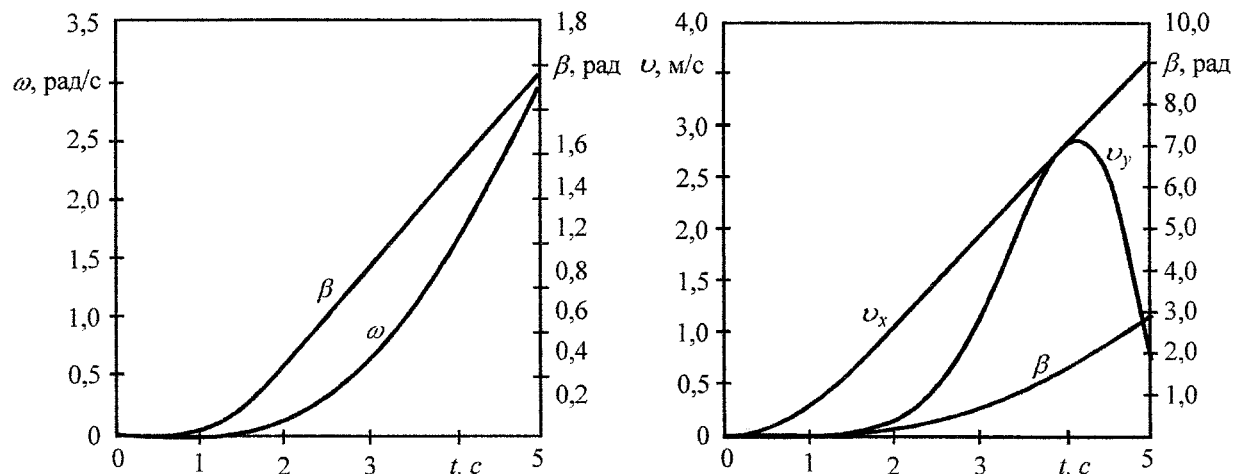


Рис. 3. Изменение параметров, характеризующих траекторию автомобиля при разгоне

Чтобы определить крайние точки автомобиля при теоретическом анализе, воспользуемся координатой смещения центра масс в боковом направлении y и углом разворота продольной оси β . С учетом габаритных размеров запишем отклонения крайних точек для передней и задней частей кузова:

$$y_1 = y + a_2 \sin \beta + 0,5B_2 \cos \beta \operatorname{sign} \beta, \quad y_2 = y - b_2 \sin \beta - 0,5B_2 \cos \beta \operatorname{sign} \beta,$$

где a_2 , b_2 – расстояние от центра масс соответственно до передней и задней части кузова; B_2 – ширина кузова автомобиля.

Тогда значение коэффициента устойчивости определим из отношения разности величин допускаемой полуширины полосы дороги (назовем ее шириной коридора безопасности) и максимального отклонения крайних точек кузова автомобиля в процессе разгона от осевой линии к разности этих же величин в исходном положении при нахождении центра масс на осевой линии полосы:

$$\eta_i = \frac{0,5B_0 - |y_i|}{0,5(B_0 - B_2)},$$

где B_0 – ширина коридора безопасности.

При этом потеря устойчивости наблюдается при $\eta_i < 0$, причем степень неустойчивости характеризуют отрицательные величины коэффициента η_i .

Таким образом, разработанная математическая модель позволяет определить рациональный характер распределения крутящего момента по ведущим колесам и оценить его влияние на устойчивость движения автомобиля.

Литература

Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. – М.: Машиностроение, 1978. – 216 с.

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ И ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ГРУНТА НА СОПРОТИВЛЕНИЕ ПЕРЕДВИЖЕНИЮ ТРАНСПОРТНО-ТЯГОВОЙ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

Е.И. Бердов, В.Н. Бондарь, Г.М. Изгарев

Приводится анализ взаимосвязей между коэффициентом сопротивления передвижению гусеничной транспортно-тяговой машины по деформируемой опорной поверхности и основными конструктивными параметрами гусеничного движителя для различных условий работы.

Сопротивление передвижению P_f любой транспортно-тяговой гусеничной машины (ТТГМ), например трактора, является важной составляющей тягового баланса, во многом определяющей ее тягово-сцепные и топливо-экономические показатели. В свою очередь, величина P_f зависит от большого числа внешних и внутренних факторов. К внутренним относятся, в частности, факторы, определяемые конструктивными параметрами ходовой системы машины, а к внешним – факторы, зависящие от условий работы, физико-механических свойств опорной поверхности, варианта агрегатирования и т. п.

При движении ТТГМ по деформируемому грунту (что является наиболее вероятным событием) сопротивление передвижению P_f складывается, в основном, из двух составляющих:

$$P_f = P_{f,x} + P_{f,z},$$

где $P_{f,x}$ и $P_{f,z}$ – соответственно сопротивление передвижению вследствие потерь в элементах ходовой системы машины и обусловленное деформацией грунта опорной частью гусеничного движителя.

Считается, что величина $P_{f,x}$ практически не зависит от характера взаимодействия гусеничного движителя с грунтом и, как правило, учитывается при определении КПД трансмиссии ТТГМ [1]. Аналитическое определение $P_{f,x}$ с достаточной для практических целей точностью не представляет особых затруднений и подробно описано в различных источниках по теории гусеничных машин. Что же касается второй составляющей – $P_{f,z}$, то ее величина в решающей степени зависит как от физико-механических параметров грунта, так и от конструктивных параметров гусеничного движителя. Несмотря на определенное количество работ, посвященных исследованиям взаимодействия гусеничного движителя с деформируемой опорной поверхностью [2, 3], взаимосвязь составляющих потерь на деформацию грунта с конструктивными параметрами гусеничного движителя изучена недостаточно. В частности, практически отсутствуют публикации, в которых бы рассматривались вопросы влияния степени погружения грунтозацепов (имеющихся, в большинстве случаев, на гусеничных звеньях ТТГМ) в деформируемую опорную поверхность на сопротивление передвижению гусеничной машины. Между тем, как отмечается проф. Н.А. Забавниковым, потери на деформацию (прессование) грунта следует относить к главной, определяющей группе потерь, в решающей степени влияющей на величину сопротивления передвижению гусеничной машины. Экспериментальные исследования показывают, что степень внедрения грунтозацепов гусеничного движителя в грунт влияет не только на величину удельного давления машины на опорную поверхность, но и на ее сопротивление передвижению [4]. Однако корректное выделение вышеуказанных показателей из большой совокупности внешних и внутренних факторов требует организации весьма сложного и экономически затратного эксперимента. Поэтому становится очевидной важность и актуальность продолжения теоретических исследований влияния основных конструктивных параметров гусеничного движителя, снабженного грунтозацепами (во взаимосвязи с физико-механическими характеристиками грунта) на сопротивление передвижению ТТГМ.

При общем анализе составляющих тягового баланса ТТГМ, для исключения влияния веса

Расчет и конструирование

машины $G = m_s g$ (где m_s – эксплуатационная масса), вместо силы сопротивления передвижению P_f чаще используют удельный показатель $f = P_f / G$, называемый коэффициентом сопротивления передвижению.

Рассмотрим взаимосвязь между наиболее весомой составляющей коэффициента сопротивления передвижению f_s , обусловленной деформацией грунта, и основными параметрами гусеничного движителя – длиной опорной поверхности L и шириной b гусениц, а также средним удельным давлением машины $q_{cp} = G / (L \cdot b)$ на опорную поверхность.

Известно, что взаимодействие гусеничного движителя с грунтом сопровождается вертикальными и горизонтальными деформациями последнего. Причем эти деформации для каждого опорного звена гусеничной цепи нарастают по мере продвижения звена от переднего опорного катка движителя к заднему, т. е. зависят от цикла нагружения.

Для повышения тягово-сцепных качеств ТТГМ каждое звено гусеничной цепи, как отмечалось выше, имеет на подошве гусеницы один или несколько грунтозацепов. Если пренебречь упругими деформациями грунта (они, в большинстве случаев, весьма малы), а также процессом накопления деформации при циклическом нагружении, то на основании данных [5, 6] графическая интерпретация процесса погружения гусеничного звена в грунт может иметь вид, представленный на рис. 1.

Для дальнейшего анализа условимся считать, что при установившемся движении гусеничной машины по горизонтальной деформируемой поверхности опорные катки жестко закреплены на раме гусеничной тележки и равномерно передают вертикальные усилия от веса машины на опорную поверхность гусениц, а также введем следующие обозначения:

Y – вертикальная нагрузка, действующая на опорные звенья гусениц;

H – суммарная осадка (погружение в грунт) опорной части гусеничного звена;

n – число звеньев на опорной поверхности гусениц;

h – высота грунтозацепа гусеницы;

Y' – вертикальная нагрузка, действующая на единичное гусеничное звено;

c, μ' – коэффициенты, зависящие соответственно от конструктивных параметров грунтозацепа и от механических свойств грунта;

E – модуль общей деформации грунта в стадии уплотнения;

χ – коэффициент интенсивности накопления пластичной деформации грунта при циклическом нагружении;

q_{cp} – среднее удельное давление опорной части гусеничного движителя на грунт;

q_{zp} – удельное давление на грунт, создаваемое опорной частью грунтозацепов гусеницы;

q_1 – удельное давление на грунт, необходимое для полного заглубления грунтозацепа при первом цикле нагружения;

Y_1 – вертикальная нагрузка на опорное звено гусеницы, требуемая для полного заглубления грунтозацепа при первом цикле нагружения;

r – текущее число циклов нагружения;

h_r – величина заглубления грунтозацепа при r циклах нагружения;

q_r, Y_r – соответственно удельное давление на грунт и вертикальная нагрузка на звено гусеницы, необходимые для полного заглубления грунтозацепа при r циклах нагружения;

k – общее число циклов нагружения опорных звеньев гусениц (равно числу опорных катков);

p – число циклов нагружения подошвы гусеничного звена;

m – номер цикла нагружения, соответствующий началу погружения в грунт подошвы звена;

h_m, H_m – соответственно величина осадки грунтозацепа и звена при m -м цикле нагружения;

Y_m – вертикальная нагрузка на звено при m -м цикле нагружения;

h_n – суммарная величина осадки подошвы гусеничного звена;

h_{nm} – осадка подошвы гусеничного звена при m циклах нагружения;

h_y – условная величина осадки подошвы звена при t циклах нагружения;

h_p – осадка подошвы гусеничного звена при p циклах нагружения.

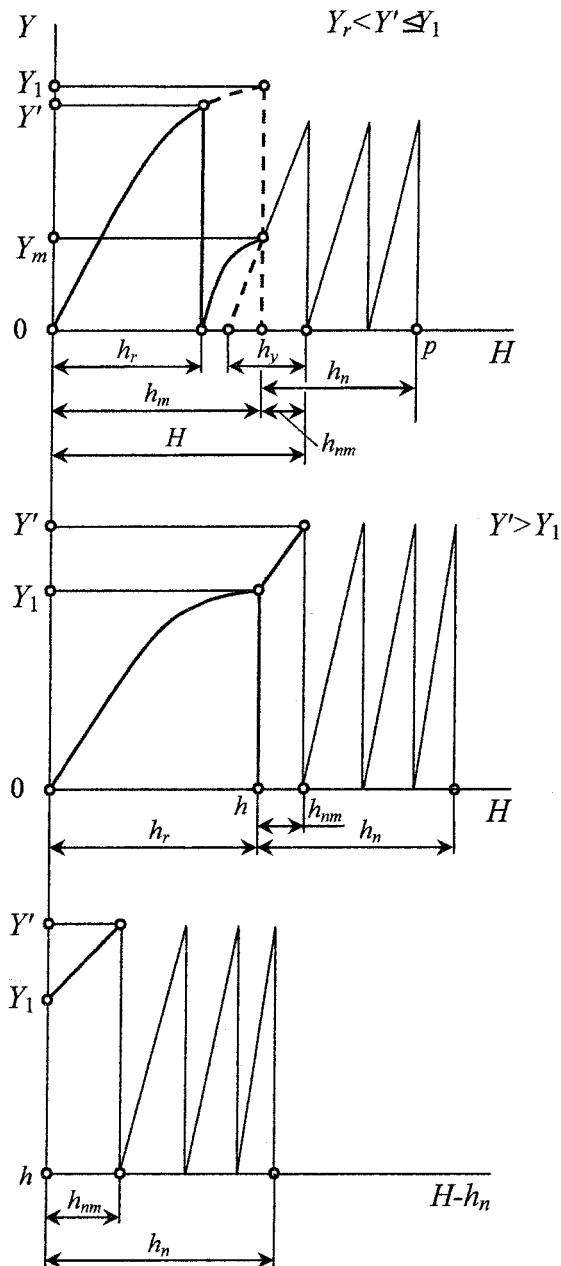


Рис. 1. Процесс нагружения звена гусеницы

На рис. 1, а показан случай, когда вертикальная нагрузка на единичное звено Y' меньше нагрузки Y_1 , требующейся для полного заглужения грунтозацепа при первом цикле нагружения, но больше нагрузки Y_r , соответствующей полному заглужению грунтозацепа при r циклах нагружения. На рис 1, б показан случай, когда вертикальная нагрузка на единичное звено Y' (передаваемая через соответствующий опорный каток гусеничного движителя) достаточна, чтобы уже в первом цикле произвести полное внедрение грунтозацепа и нагрузить подошву гусеничного звена. На рис. 1, в показан процесс нагружения подошвы гусеничного звена. Возможен также случай (например, при работе ТТГМ на плотном, малодеформируемом грунте или на грунте с поверхностным уплотнением), когда грунтозацепы полностью не погружаются и при конечном цикле нагружения (на рис. 1 не показан).

Аналитическое описание процесса внедрения опорной части гусеничного звена, снабженного грунтозацепом, с учетом его геометрии и реологических свойств грунта, в деформируемую опорную поверхность представляет собой весьма сложную задачу, точное решение которой до настоящего времени отсутствует. Поэтому для анализа зависимости между вертикальной нагрузкой Y' , действующей на единичное звено гусеницы с грунтозацепом высотой h , и суммарной осадкой опорной части звена H воспользуемся эмпирической зависимостью [7] (справедливой при $H \leq h$)

$$Y' = cH^{\mu'}$$

С учетом изложенного, среднее удельное давление q_{cp} опорной части гусеничного движителя на грунт составит

$$q_{cp} = \frac{ncH^{\mu'}}{bL}$$

Условимся считать, что удельное давление на грунт, необходимое для полного заглужения грунтозацепов при первом цикле нагружения (т. е. при наезде первого опорного катка ТТГМ на гусеничное звено), равно

$$q_1 = nY_1/bL$$

Удельное давление на грунт, необходимое для полного заглужения грунтозацепов при t циклах нагружения, равно

$$q_m = nY_m/bL$$

Площадь сечения грунтозацепа, как правило, много меньше площади подошвы звена гусеницы (а $q_{cp} \gg q_{cp}$), поэтому для дальнейшего анализа выделим среднее удельное давление на

Расчет и конструирование

грунт $\Delta q_{cp} = q_{cp} - q_{cp}$, необходимое для вдавливания только подошвы звена.

В соответствии с данными [8]

$$\Delta q_{cp} = \frac{\Delta Y}{bL} = E \frac{h_m}{b},$$

где ΔY – доля вертикальной нагрузки на гусеничное звено, соответствующая вдавливанию подошвы.

Тогда общая вертикальная нагрузка Y на опорную поверхность (численно равная весу G машины) составит:

$$Y = nY_1 + \Delta q_{cp} bL = ncH^{\mu'} + Eh_m L.$$

Используя данные [9], зависимость вертикальной деформации грунта от количества циклов нагружений m можно для рассматриваемого случая выразить уравнением

$$h_m = h + h_{nm}(1 + \chi \ln m),$$

где $h_{nm} = \Delta q_{cp} b / E$.

Составляющую коэффициента сопротивления передвижению f_2 можно считать отношением работы A , затраченной на вертикальную деформацию грунта, к вертикальной нагрузке в пределах площади опорной поверхности гусеницы. Таким образом, при отсутствии буксования движителей составляющая f_2 может быть представлена в виде

$$f_2 = \left(\frac{A_1 + A_2}{L} \right) / Y = f_1 + f_2,$$

где A_1, A_2 – работа, требуемая для заглубления соответственно грунтозацепов и подошвы гусеничных звеньев;

f_1, f_2 – доли составляющей коэффициента сопротивления движению, соответствующие работам A_1 и A_2 .

В зависимости от величины q_{cp} возможны три различных варианта.

I. $q_{cp} \leq q_e$. В заданном диапазоне удельных давлений (при работе ТТМ на плотных грунтах) грунтозацепы погружаются на некоторую глубину $H_r \leq h$, при этом не происходит погружения в грунт подошвы звена гусеницы (следовательно, $A_2 = 0$). В данном случае

$$f_2^I = \frac{A_1}{YL} = \frac{\int_0^H ncH^{\mu'} dH}{YL} = \frac{\int_0^{h_1} ncH^{\mu'} dH}{YL} + \frac{\int_{h_1}^{h_r} nc\Delta H_i^{\mu'} dH}{YL} = \frac{H}{(1 + \mu')L},$$

где $h_1 = \left(\frac{q_{cp} bL}{nc} \right)^{\frac{1}{\mu'}}$ – осадка грунтозацепа при первом цикле нагружения;

$h_r = h_1(1 + \chi \ln r)$ – осадка грунтозацепа при r циклах нагружения;

$c\Delta H_i^{\mu'}$ – текущий прирост вертикальной нагрузки на гусеничное звено.

В итоге, с учетом принятых обозначений, для I-го случая имеем:

$$f_2^I = \left(\frac{q_{cp} bL}{nc} \right)^{\frac{1}{\mu'}} \frac{1 + \chi \ln r}{(1 + \mu')L}. \quad (1)$$

II. $q_r \leq q_{cp} \leq q_{sp}$. В этом случае нагружения гусеничного движителя имеют место как не полностью заглубленные в грунт грунтозацепы ($h_r \leq h$), так и полностью заглубленные вместе с подошвой гусеничного звена (на глубину h_m). Для данной зоны $m = k - p$.

Определим значение q_m , при котором на m -м цикле произойдет полное погружение грунтозацепа и начнется внедрение в грунт подошвы гусеничного звена:

$$q_m = \frac{ncm}{bL} (h_m - h_{m-1})^{\mu'}$$

В результате подстановок и преобразований, в итоге получим:

$$q_m = c \left(\chi \ln \frac{m}{m-1} \right) \left\{ h - \left(\frac{q_{cp} b L}{nc} \right)^{\frac{1}{\mu'}} [1 + \chi \ln(m-1)] \right\}^{\mu'}$$

$$\text{В этом случае } q_{cp} = q_m + E \frac{h_{nm}}{b}; \quad h_{nm} = h_m - h = \frac{q_{cp} - q_m b}{E}$$

Работа, совершаемая при заглублении грунтозацепа, может быть выражена суммой

$$A_1 = \sum_{i=1}^{m-1} \int_0^{h_i} ncH^{\mu'} dH + \int_{h_{m-1}}^h Y dh = \frac{h_1 [1 + \chi \ln(m-1)] (Y - Y_m) + Y_m h}{1 + \mu'}$$

тогда

$$f_1 = \frac{\left(\frac{q_{cp} b L}{nc} \right)^{\frac{1}{\mu'}} [1 + \chi \ln(m-1)] \left(1 - \frac{q_m}{q_{cp}} \right) + \frac{q_m}{q_{cp}} h}{(1 + \mu') L}$$

Работа, совершаемая при вертикальной деформации грунта подошвой гусеничного звена, может быть представлена в следующем виде:

$$A_2 = \int_0^{h_m} Y dh + \int_0^{h_p} EhL dh + \sum_{i=r}^{i=p} \int_{h_{i-1}}^{h_i} EhL dh = Y h_m + 0,5 h_{nm} (Y - Y_m) + 0,5 Y (h_p - h_{nm}),$$

$$\text{где } h_p = h_{nm} \left[1 + \left(\frac{q_{cp}}{q_{cp} - q_m} \right) \chi \ln p \right]$$

Окончательно, после преобразований, можно записать

$$A_2 = \frac{(q_{cp} - q_m)}{2E} \left\{ Y_0 + Y \left[1 + \left(\frac{q_{cp}}{q_{cp} - q_m} \right) \chi \ln p \right] \right\}, \text{ откуда } f_2 = \frac{q_{cp} b}{2EL} \left(1 + \chi \ln p - \frac{q_m^2}{q_{cp}^2} \right)$$

Согласно полученным выражениям для f_1 и f_2 , коэффициент сопротивления передвижению ТТГМ для II-го варианта определится по формуле

$$f_2^{\text{II}} = f_1 + f_2 = \frac{\left(\frac{q_{cp} b L}{nc} \right)^{\frac{1}{\mu'}} [1 + \chi \ln(m-1)] \cdot \left(1 - \frac{q_m}{q_{cp}} \right) + \frac{q_m}{q_{cp}} h}{(1 + \mu') L} + \frac{q_{cp} b}{2EL} \left[1 + \chi \ln p - \left(\frac{q_m}{q_{cp}} \right)^2 \right]. \quad (2)$$

III. $q_{cp} > q_{sp}$ ($m = 1$; $p = r$). Удельное давление гусеничного движителя на опорную поверхность в этом случае достаточно для того, чтобы уже при первом цикле нагружения произошло полное заглубление грунтозацепа и началось погружение в грунт подошвы гусеничного звена.

Работу, затрачиваемую на уплотнение грунта грунтозацепами, можно представить как

$$A_1 = \int_0^h ncH^{\mu'+1} dH = \frac{nc h^{\mu'+1}}{1 + \mu'}$$

Расчет и конструирование

Выражения для определения долей составляющих коэффициента сопротивления передвижению (аналогично предыдущему случаю) будут иметь вид:

$$f_1 = \frac{q_{zp}}{q_{cp}(1+\mu')L} \left(\frac{q_{zp}bL}{nc} \right)^{\frac{1}{\mu'}} = \frac{q_{zp}h}{q_{cp}(1+\mu')L}; \quad f_2 = \frac{bq_{cp}}{2EL} \left[1 + \chi \ln r - \left(\frac{q_{zp}}{q_{cp}} \right)^2 \right].$$

Таким образом, суммарный коэффициент сопротивления передвижению (учитывающий уплотнение грунта грунтозацепом и подошвой гусеничного звена) можно определить из следующего выражения

$$f_2^{\text{III}} = \frac{h}{(1+\mu')L} \cdot \frac{q_{zp}}{q_{cp}} + \frac{bq_{cp}}{2EL} \left[1 + \chi \ln r - \left(\frac{q_{zp}}{q_{cp}} \right)^2 \right]. \quad (3)$$

Преобразуем выражение (3) с целью последующего упрощения:

$$f_2^{\text{III}} = \left[\frac{hq_{zp}}{(1+\mu')L} - \frac{bq_{zp}^2}{2EL} \right] \frac{1}{q_{cp}} + q_{cp} \frac{b(1+\chi \ln r)}{2EL}, \quad (4)$$

или, в общем виде:

$$f_2^{\text{III}} = \frac{B}{q_{cp}} + Cq_{cp}, \quad (5)$$

где $B = \left[\frac{hq_{zp}}{(1+\mu')L} - \frac{bq_{zp}^2}{2EL} \right]; \quad C = \frac{b(1+\chi \ln r)}{2EL}.$

Анализ зависимостей (3), (4), (5) показывает, что в диапазоне $q_{cp} > q_{zp}$ коэффициент сопротивления передвижению f_2^{III} зависит от двух составляющих (рис. 2): часть потерь, определяемых работой погружения грунтозацепа (пунктирная линия 1), уменьшается по гиперболической зависимости (т.е. $f_1 = B/q_{cp}$), а потери на деформацию (уплотнение) грунта подошвой гусеничного звена ($f_2 = Cq_{cp}$) прямо пропорциональны удельному давлению (пунктирная линия 2).

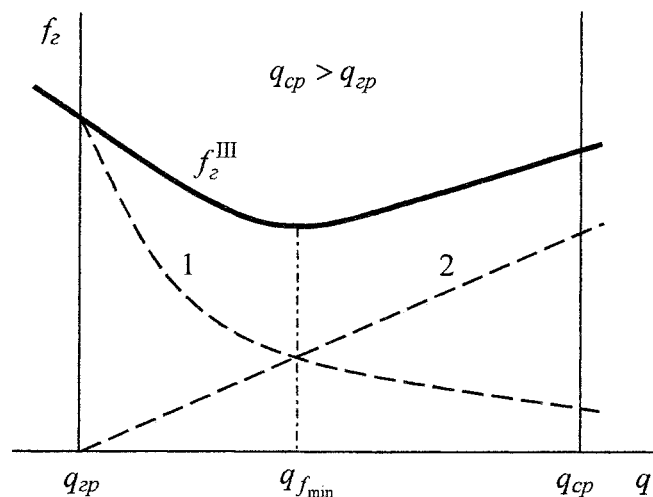


Рис. 2. Зависимость коэффициент сопротивления передвижению от величин q_{zp} и q_{cp}

Таким образом, в данной зоне, при сложении гиперболы с прямой, зависимость (5) будет иметь минимум в точке $q_{f_{\min}}$ (см. рис. 2), значение которого можно определить аналитически:

$$q_{f_{\min}} = (B/C)^{\frac{1}{2}}.$$

Выводы

1. Зависимость коэффициента сопротивления передвижению ТТГМ вследствие деформации грунта f_2 сложным образом зависит от величины удельного давления машины на опорную поверхность. При этом имеются три функционально различных зоны:

а) в первой зоне, соответствующей неполному погружению грунтозацепов ($q_{cp} \leq q_r$) потери на передвижение f_2^I пропорциональны удельному давлению в $1/\mu'$ -й степени;

б) во второй зоне ($q_r \leq q_{cp} \leq q_{cp}$) часть общего числа циклов нагружения затрачивается на заглобление грунтозацепов, а остальные – нагружают подошву звена; по мере увеличения удельного давления дискретно уменьшается число циклов m , необходимых для полного внедрения грунтозацепов, а величина f_2^{II} изменяется по сложному полиэкстремальному закону;

в) в третьей зоне ($q_{cp} > q_{cp}$) имеется минимум функции $f_2^{III}(q_{cp})$, величина которого для какого-либо грунта определяется конструкцией гусеничного звена и числом опорных катков (циклов нагружения) на длине опорной части гусеницы.

2. Влияние конструктивных параметров гусеничного движителя (длины опорной поверхности L , ширины гусеницы b и др.) также различно в каждой зоне. В частности, при $q_{cp} > q_{cp}$ величина коэффициента f_2 увеличивается прямо пропорционально ширине гусеницы b и обратно пропорционально (в определенных пределах) длине опорной поверхности L .

Адекватность приведенных выше зависимостей фактическим данным нашла подтверждение в результате экспериментальной проверки на различных объектах испытаний [4, 10, 11]. Данный анализ может быть положен в основу методики выбора рациональных конструктивных параметров ходовых систем ТТГМ на стадии проектирования.

Литература

1. Кычев В.Н., Бердов Е.И. Основы теории и анализ конструкций тракторов и автомобилей: Курс лекций. – Челябинск: РИО ЧГАУ, 2004. – 140 с.
2. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1975. – 448 с.
3. Wong J.Y. Theory of ground vehicles. – Chichester: A Wiley-Interscience Publication JOHN WILEY & SONS, 1978. – 284 p.
4. Исследование с помощью корреляционного и спектрального анализа влияния подвески, характеристик грунта, вида выполняемой работы на динамическую нагруженность элементов ходовой и несущей систем. Отчет ЧФ НАТИ. Руков. темы И.Н. Доскалович. – Челябинск, 1985. – арх. № 2797. – 74 с.
5. Васильев А.В., Докучаева Е.Н., Уткин-Любовцев О.Л. Влияние конструктивных параметров гусеничного трактора на его тягово-сцепные свойства. – М.: Машиностроение, 1969. – 191 с.
6. Скотников В.А., Пономарев А.В., Климанов А.В. Проходимость машин. – Минск: Наука и техника, 1982. – 328 с.
7. Платонов В.Ф., Белоусов А.Ф., Олейников Н.Г. Гусеничные транспортеры-тягачи. – М.: Машиностроение, 1978. – 350 с.
8. Бабков В.Ф., Гербург-Гейбович А.В. Основы грунтоведения и механики грунтов. – М.: Автотрансиздат, 1964. – 366 с.
9. Хартуга Н.Я., Иблев В.М. Реологические свойства грунтов. – М.: Автотрансиздат, 1961. – 72 с.
10. Сравнительный качественный анализ технического уровня базовых моделей тракторов ОАО «ЧТЗ» и зарубежных фирм. Отчет ГосНИИ ПТ. Руков. темы В.Н. Бондарь. – Челябинск, 1997. – Арх. № 111. – 423 с.
11. Теоретические и экспериментальные исследования оптимальных параметров сельскохозяйственной модификации трактора Т-170М1.03 и агрегатов на его базе. Отчет ГосНИИ ПТ. Отв. исп. Е.И. Бердов. – Челябинск, 1997. – Арх. № 113. – 148 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ УПРАВЛЯЕМОГО ДВИЖЕНИЯ БЫСТРОХОДНЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

В.Б. Держанский, И.А. Тараторкин, К.С. Жебелев

Приводится анализ зависимости параметров управляемости быстроходной гусеничной машин с дискретными и непрерывными свойствами системы управления поворотом от удельной мощности. Исследуются динамические свойства машины при проявлении существенных нелинейностей.

Выполненными исследованиями установлено, что при переходных процессах регулирование направления траектории быстроходных гусеничных машин, которое составляет более 60% времени, скорость движения ограничивается управляемостью и устойчивостью. Интегральный критерий оценки управляемости – средняя скорость движения на дорогах с интенсивным изменением направления траектории зависит от динамических и кинематических свойств, параметров конструкции машин и систем управления поворотом, внешней среды и ограниченности психофизиологических свойств водителя. Целью данной работы является исследование зависимости интегрального критерия от удельной мощности машины с дискретными и непрерывными свойствами системы управления поворотом при движении на деформируемых и малодеформируемых грунтах. Эта зависимость установлена экспериментальным исследованием динамики управляемого движения быстроходных гусеничных машин.

Результаты исследования приведены на рис. 1. График 1 характеризует зависимость средней скорости движения гусеничной машины с механизма поворота (МП) с дискретными свойствами при движении по деформируемому грунту. Из графика следует, что при увеличении удельной мощности с 18,5 до 25,8 лс/т средняя скорость прохождения тестовой змейки возрастает с 35 до 46 км/ч (на 30%). В этих же условиях для гусеничной машины с МП с непрерывными свойствами (график 3) при повышении удельной мощности от 20,2 до 30,9 лс/т (в 1,53 раза) средняя скорость прохождения змейки возрастает на 40% (с 35 до 48 км/ч).

Следует отметить, что при удельной мощности до 27 лс/т в характерных условиях (деформируемый грунт) средняя скорость движения машины с МП с дискретными свойствами не ниже, чем у машин с МП с непрерывными свойствами. Это связано с тем, что часть мощности двигателя тратится на привод гидрообъемной передачи механизма поворота (ГОМП).

При движении на малодеформируемых грунтах с ограниченными сцепными свойствами и интенсивным изменением направления движения скоростные качества гусеничной машины с МП с дискретными свойствами весьма ограничены и не превышают 35–38 км/ч (график 2) из-за невозможности плавного регулирования кривизны, углового ускорения, компенсации отклонения траектории. Анализ спектральной плотности отклонения угловой скорости, курсового угла показывает, что с ростом скорости движения частота процессов превышает предельные возможности водителя [$f_b < 0,8 \dots 1,0$ Гц [1]]. При движении по дороге с покрытием число «подруливаний» составляет $n_\alpha = 96$ на километр пути. В связи с этим, компенсирующее управление эффективно при скорости движения $V < 36$ км/ч. В таких условиях движения преимущества гидрообъемных механизмов (МП с непрерывными свойствами) существенны (график 4).

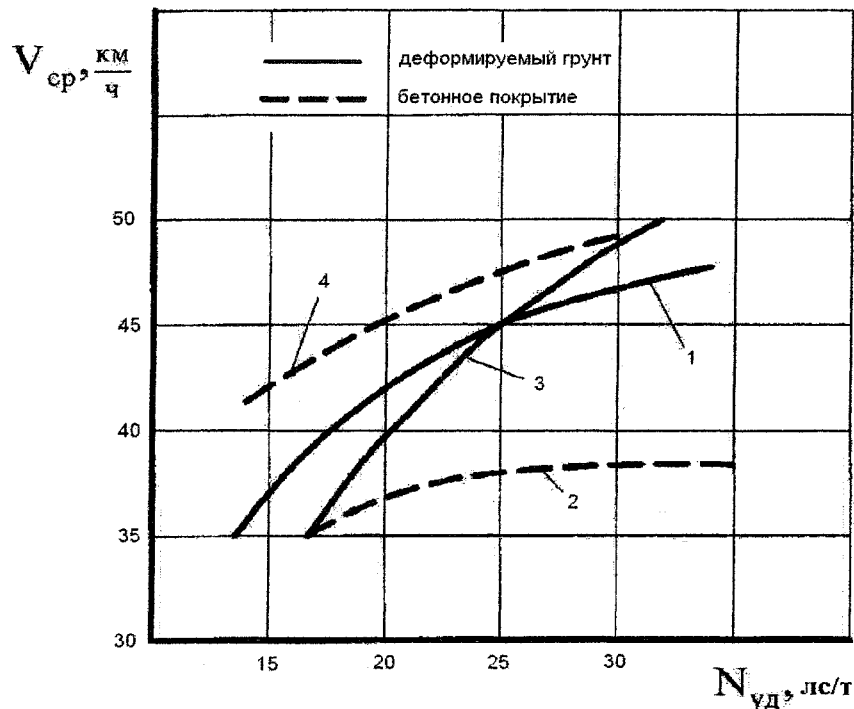


Рис. 1. Зависимость средней скорости движения от удельной мощности машины: 1, 2 – МП с дискретными свойствами; 3, 4 – МП с непрерывными свойствами

Приведенные данные подтверждаются практикой модернизации гусеничной машины МТ-ЛБ. Сравнительные испытания двух модернизированных машин с увеличенной на 25% удельной мощностью (до 17,0 кВт/т) показали, что в характерных условиях движения подвижность машин со ступенчатым механизмом поворота лишь на 8–15% ниже, чем с МП с непрерывными свойствами (с ГОМП) при установочной мощности 250 кВт. Однако на дорогах с интенсивным изменением направления движения и ограниченными сцепными свойствами – на тестовых трассах «змейка», «переставка» и затяжных поворотах, динамические и скоростные качества гусеничных машин, оснащенных ступенчатым механизмом поворота, существенно ниже, чем у машин с ГОМП, увеличивается интенсивность управляющей деятельности водителя, число включений механизма поворота на километр пути возрастает в 6...9 раз.

Приведенные результаты вполне обоснованы и следуют из дифференциальных уравнений движения машины, полученных из уравнения Лагранжа с учетом взаимосвязи кинетической энергии поступательного и вращательного движений:

$$\begin{aligned} \dot{v} \delta / g &= f_{\partial}(v, \alpha_{nm}) - f_{ГОП}(\alpha_{um}) - (f_c + f_n + f_{uv} + f_{\mu\omega} + f_{ГД}); \\ \dot{\omega} &= (M_{П} - M_{С}) / \delta_{\omega} J_z, \end{aligned} \quad (1)$$

где $f_{\partial}(v, \alpha_{nm})$ – удельная сила тяги (определяется по тяговой характеристике машины);

f_c – коэффициент суммарного сопротивления движению;

$f_{ГОП}$ – удельное сопротивление ГОМП;

f_n – удельная сила сопротивления, формируемая сопротивлением повороту;

f_{uv} – инерционная составляющая сопротивления при поступательном движении;

$f_{\mu\omega}$ – инерционная составляющая сопротивления при вращательном движении;

$f_{ГД}$ – удельная сила потерь в гусеничном движителе;

$M_{П}$ – поворачивающий момент;

$M_{С}$ – момент сопротивления;

$\delta_{\omega} J_z$ – обобщенный момент инерции.

Расчет и конструирование

С повышением удельной силы тяги $f_{\partial}(v, \alpha_{pm})$, определяемой удельной мощностью при определенной скорости, возрастает возможность преодоления сил сопротивления движению машины.

Поворачивающий момент M_{Π} создается в зависимости от типа механизма поворота. Для машин со ступенчатым механизмом поворота поворачивающий момент может создаваться силами тяги на отстающей f_{1T} и забегающей f_2 гусеницах.

Для гусеничных машин со ступенчатыми механизмами поворота, обеспечивающими дискретное регулирование направления движения, угловая скорость ω претерпевает разрыв второго рода, а её производная является дельта-функцией $\delta(t)$, т. е. по абсолютному значению она может изменяться в неограниченном интервале. Однако из экспериментальных данных следует, что в упруго-инерционной механической системе движитель–трансмиссия, включающей сдвигающиеся фрикционные элементы и взаимодействующей с грунтом с буксованием, значения производной $\dot{\omega}$ изменяется непрерывно в конечных, хотя и значительных пределах. Даже при ограниченном отклонении угловой скорости до 5 град/с с частотой 2,5 Гц (вследствие увода и колебательных процессов в силовом блоке) угловые ускорения достигают 32 град/с², а при циклическом включении механизма на затяжных поворотах – до 74 град/с². Дискретность характеристики с существенными нелинейностями системы управления ступенчатых механизмов поворота приводит к высокой цикличности включения механизма поворота из-за несовпадения траекторной кривизны с дорожной, ограничения скорости по условиям вписываемости, особенно на затяжных поворотах ограниченной кривизны. Поворот с переменной кривизной при буксующих фрикционных элементах механизма поворота, в виду нестабильности процесса трения, применяется главным образом для компенсации увода машины от заданного направления. При движении с большой скоростью по малодеформируемым грунтам эффективность таких управляющих воздействий незначительна.

Величина угловых ускорений при повороте гусеничной машины с МП с дискретными свойствами значительно выше, чем с дифференциальным ГОМП, поворачивающий момент которого создается гидромотором. Поэтому при движении на деформируемых грунтах скоростные качества машин с МП с дискретными свойствами системы управления поворотом могут быть выше, чем у машин с ГОМП. При этом реализация высоких значений боковых ускорений (до 10...11 м/с²) не сопровождается заносом, так как после нескольких заездов образуется колея глубиной до 60...80 мм. Однако при движении на малодеформируемых грунтах эти возможности не удается реализовать из-за ограничения сцепных свойств.

Динамические качества машины с МП с дискретными свойствами могут быть повышены при соответствующем управлении поступательной скоростью. При снижении скорости поступательного движения в процессе поворота кинетическая энергия вращательного движения возрастает за счет снижения энергии поступательного движения. Возникающая при этом продольная сила инерции создает дополнительный поворачивающий момент, а значит, и дополнительное угловое ускорение. Например, при замедлении поступательного движения гусеничной машины массой 16 т, равном 3 м/с², угловое ускорение превышает 0,5 рад/с².

Следует отметить, что возможности создания дополнительного поворачивающего момента и повышения скоростных свойств при замедлении машины ограничиваются быстродействием системы управления переключением передач. Так в конструкции гусеничных машин со ступенчатыми механизмами поворота ТМ-130 и других длительность переключения не превышает 0,8...1,2 с, что позволяет двигаться в начале «змейки» на 5 передаче, а с ростом сопротивления – переключать до 3 передачи со средней скоростью $V_{cp} = 0,5(q_m^2 + 1)V_3$ и замедлением $\dot{V}_{cp} = V_3(q_m^2 - 1)/(q_m^2 + 1)\Delta S$ (здесь q_m – отношение передаточных чисел на смежных передачах).

Длительность переключения передач в трансмиссии ТМ-120У гораздо выше и составляет 2,5...3,7 с. Из-за ограниченного быстродействия системы в трудных условиях движения переключение на ходу с высших на низшие передачи не представляется возможным. В связи с этим движение по тестовой «змейке» происходит на заранее выбранной третьей передаче. Ограниченность быстродействия системы переключения передач снижает не только разгонные качества машины, но и среднюю скорость прохождения «змейки» в $0,5(q_m^2 + 1) \approx 1,6$ раз.

Таким образом, скоростные качества гусеничных машин с дискретными свойствами системы управления поворотом ограничиваются удельной мощностью машины, динамическими явлениями

при циклическом включении механизма поворота, отклонением (дивергенцией) параметров траектории движения от заданной вследствие несовпадения траекторной кривизны с дорожной, психофизиологическими возможностями водителя, а также быстродействием системы управления переключением передач.

Подвижность и управляемость гусеничных машин с МП с непрерывными свойствами во многом определяется его динамическими и кинематическими свойствами. Динамические свойства определяют качество переходных процессов, при которых угловое ускорение $\dot{\omega}$ определяется отношением разности моментов поворачивающего M_{Π} и сопротивления M_C к моменту инерции $\delta_{\omega} J_z$ машины (1). Для машин с дифференциальным ГОМП поворачивающий момент создается гидромотором автоматически [1] в силу свойств гидропередачи. Этот момент является сложной нелинейной функцией, которая описывается следующей системой уравнений [2]:

$$\begin{aligned} M_{GM} &= \Delta P \cdot q_{ГОП}; \\ \frac{\Delta P}{dt} &= (Q_{ГН} - \Delta Q) \cdot E(\Delta P, b, n); \\ Q_{ГН} &= q_n(\alpha_{um}) \cdot \omega_d(\alpha_{nm}) \cdot U_{дн}, \end{aligned} \quad (2)$$

где ΔP – избыточное давление в силовых магистралях; $q_{ГОП}$ – объемная постоянная; Q – расход жидкости; ΔQ – утечки жидкости; $E(\Delta P, b, n)$ – модуль упругости рабочей жидкости, зависящий от избыточного давления ΔP , газосодержания b и показателя политропы n .

Требуемый рост давления и расход жидкости при переходных режимах ограничивается вследствие срабатывания предохранительного клапана. При этом возрастает температура рабочей жидкости в силовых магистралях гидрообъемной передачи, что переводит ее в двухфазное состояние. Это повышает коэффициент газосодержания, снижает модуль упругости жидкости и механическую жесткость гидрообъемной передачи, увеличивает фазовое отставание реакции на управляющее воздействие и ограничивает работоспособность передачи.

Особое значение при управлении гидрообъемной передачей имеет учет теплового режима. Процесс регулирования теплового режима силового блока характеризуется количеством тепла, отдаваемого теплоносителю и рассеиваемого системой охлаждения в единицу времени, и зависит от целого ряда параметров.

Линеаризованное дифференциальное уравнение изменения температуры теплоносителя $\Delta \theta$ обычно представляют в виде

$$T \frac{d\Delta \theta}{dt} + \Delta \theta = K_{\varphi} \Delta \varphi + f(t),$$

где T – постоянная времени процесса;

K_{φ} – коэффициент усиления регулирующего органа при подаче дополнительного воздуха;

$f(t)$ – функция, характеризующая возмущающие воздействия, вызванные изменением внешних условий и режимов работы гидрообъемной передачи при управлении поворотом.

Поскольку коэффициенты T и K_{φ} изменяются в широких пределах при изменении условий движения и режимов работы силовой установки и трансмиссии, то и характер переходных процессов в системе охлаждения также существенно зависит от этих факторов.

Скоростные качества определяются кинематическими и силовыми условиями, создаваемыми системой управления поворотом. Кинематические условия регулирования направления движения машины, в том числе на затяжных поворотах ограниченной кривизны, во многом определяются зависимостью (характеристикой) $\omega_n = \omega_n(\alpha_{um}, \alpha_{nm})$ и чувствительности $\sum \frac{\partial \omega_n}{\partial \alpha_i}$ к управлению

$\omega_n = \omega_{n0}(\alpha_{um}, \alpha_{nm}) + \sum \frac{\partial \omega_n}{\partial \alpha_i} \Delta \alpha_i$, а также максимальным значением угловой скорости поворота

$\omega_{n\max}$. По этому параметру дифференциальные ГОМП превосходят другие.

При отсутствии динамических ограничений положительность производных $\frac{\partial \omega_n}{\partial \alpha_{um}} > 0$,

$\frac{\partial \omega_n}{\partial \alpha_{nm}} \text{sign} \dot{\alpha}_{nm} > 0$ соответствует управляемости. При росте ω_n (последнее условие) увеличение подачи топлива выполняет роль форсирующей функции.

Для машин, оснащенных системой управления поворотом с непрерывными свойствами – дифференциальным ГОМП, угловая скорость поворота является функцией двух управлений α_{um} и α_{nm} [1]:

$$\omega_3 = 2r_{вк} U_{ГОП}(\alpha_{um}) \cdot \omega_3(\alpha_{nm}) / (1+k) B \cdot U_{\delta p} U_{ДН} U_{МС} K_R.$$

Передаточные числа $U_{ДН}$, $U_{МС}$ определяются из условия движения без бокового заноса на грунтах с высокими сцепными свойствами на максимальном скоростном режиме ($\omega_3 = \omega_N$). При этом расчетная угловая скорость поворота принимается равной 1 рад/с. Это обеспечивает высокие скоростные качества машины на дорогах с интенсивным изменением кривизны. Однако при движении машины со скоростью ниже максимальной $V < V_{max}$, на режиме вращения вала $\omega_3 = \omega_M$ угловая скорость поворота снижается в $\frac{\omega_N}{\omega_M}$ раз и может быть недостаточной. Например, при движении по окружности с радиусом 20 м ($k = 0,05 \text{ м}^{-1}$) по сухой бетонной дороге ($\mu = 0,8$) с предельной скоростью $V \leq \sqrt{\frac{\mu \cdot g}{k}}$, равной 12,6 м/с, угловая скорость должна составлять $\omega = V \cdot k = 0,63$ рад/с. Если двигатель работает на режиме максимального момента, то расчетная угловая скорость составляет $\omega_p = \omega_{max} \cdot \frac{\omega_N}{\omega_N} \approx 0,5$ рад/с. При юзе и буксовании гусениц фактическая угловая скорость поворота еще меньше и не превышает 0,33...0,38 рад/с (принято, что на установившемся режиме $K_R = L \cdot B = 1,3...1,5$). Следовательно, для обеспечения управляемости передаточное число привода гидрообъемной передачи $U_{ДН}$ должно быть регулируемым для обеспечения необходимой угловой скорости поворота машины при работе двигателя не на максимальной угловой скорости $\omega_3 \ll \omega_N$. В противном случае следует уменьшить номер включенной передачи.

На рис. 2 приведены экспериментальные зависимости изменения кинематических и силовых параметров при переходных процессах управления поворотом гусеничной машины с ГОМП (без учета высокочастотных составляющих, обусловленных динамикой гусеничного движителя и упругостью элементов силового блока). При входе в поворот и выходе из него момент сопротивления определяется не только сопротивлением грунта, но и инерционной составляющей $J_z \dot{\omega}$ (заштрихованная область на рисунке 2).

Для обеспечения высоких динамических качеств поворачивающий момент должен быть достаточен для преодоления сопротивления грунта и инерционных сил.

Запаздывание реакции гусеничной машины на управляющее воздействие приводит к необходимости создания соответствующего упреждающего управления. При появлении на трассе полигона внезапных «закрытых» поворотов управление не является упреждающим. В этом случае резкий поворот штурвала не приводит к соответствующему повороту гусеничной машины, движение является неуправляемым, машина проезжает до поворота 5...10 м. Движение в таких случаях приводит к съезду с дороги и к другим нежелательным последствиям. Особенно ярко это проявляется при движении на высшей передаче с неполной подачей топлива, так как при этом проявляется нелинейность гидрообъемной передачи, связанная с ограничением расхода рабочей жидкости при недостаточной частоте вращения вала гидронасоса. Снижение скорости движения путем торможения перед поворотом приводит к дополнительному снижению частоты вращения вала гидронасоса и его производительности. Экспериментально установлено, что при вероятности появления «закрытых» поворотов управляемость может быть повышена при быстром переключении передачи на номер ниже и при увеличении частоты вращения вала двигателя близко к максимальной (если конструкция системы управления гидромеханической трансмиссией позволяет это осуществить). Первое приводит к повышению чувствительности к управляющему воздействию, а второе увеличивает производительность гидронасоса гидрообъемной передачи.

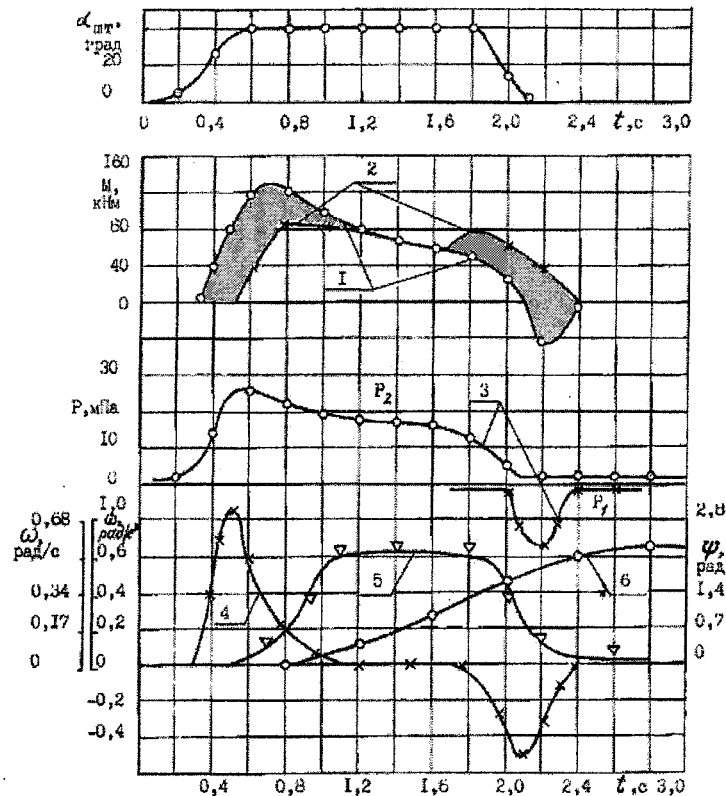


Рис. 2. Изменение кинематических и силовых параметров в процессе поворота

Для исследования устойчивости замкнутой системы движение машины описывается в векторно-матричной форме:

$$\dot{x} = Ax + By - \text{уравнение динамики управляемого объекта,}$$

$\dot{y} = F(\sigma), \sigma = C^T - ry$ – уравнения нелинейного исполнительного устройства (привода) и обратной связи.

Здесь x, y, σ – скалярные координаты, r – коэффициент обратной связи, C^T – транспонированная матрица-столбец (C_1, C_2, \dots, C_n) , т.е. матрица-строка, в соответствии с которой $C^T = C_1 X_1 + C_2 X_2 + C_3 X_3 + \dots + C_n X_n$.

Нелинейная функция $F(\sigma)$ может иметь произвольную форму, удовлетворяющую условиям $F(0)=0, F(\sigma)>0$ при $\sigma \neq 0$.

Для невырожденной матрицы системы $\det \begin{vmatrix} A & B \\ C^T & -r \end{vmatrix} \neq 0$, т.е. $r + C^T A^{-1} B \neq 0$, может быть со-

ставлена функция Ляпунова. На основе исследования знакопостоянства функции Ляпунова и ее производной по критерию Сильвестра установлено, что условие асимптотической устойчивости выполняется при определенных значениях коэффициента связи r :

$$\begin{vmatrix} G & \bullet & -\left(RB - \frac{1}{2}C\right) \\ \bullet & \bullet & \bullet \\ -\left(RB - \frac{1}{2}C\right)^T & \bullet & r \end{vmatrix} > 0 \text{ или } r > \left(RB - \frac{1}{2}C\right)^T G^{-1} \left(BR + \frac{1}{2}C\right) \quad (3)$$

где R – некоторая положительно определенная матрица; G – симметричная матрица $G = -(A^T R + RA)$.

Расчет и конструирование

В условия устойчивости не входят параметры нелинейной функции обратной связи. Однако коэффициент обратной связи r и функция $F(\sigma)$ определяются характеристикой гидрообъемной передачи. В связи с этим, при появлении существенной нелинейности, связанной с ограничением давления или расхода рабочей жидкости, условия неравенства (3) и $F(\sigma) > 0$ нарушаются. Следовательно, движение замкнутой нелинейной динамической системы не только не устойчиво, но и не управляемо.

Для обеспечения устойчивости движения замкнутой системы с обратной связью и высоких динамических качеств при ограниченной установочной мощности гидрообъемной передачи, ее объемно-габаритных и компоновочных размеров, в конструкциях трансмиссий используются двухпоточные управляемые приводы (см. таблицу). Анализ конструктивных решений, обеспечивающих высокие динамические качества при ограниченной установочной мощности гидрообъемной передачи, показывает наличие существенных функциональных ограничений.

Например, двухпоточная конструкция системы управления останочными тормозами гусеничной машины на низших передачах позволяет увеличить поворачивающий момент за счет раздельного торможения гусеницы отстающего борта. Однако при торможении одной из гусениц при раздельном управлении тормозами, а также при заклинивании одной из гусениц в процессе аварийного сброса гидромотор переходит в режим гидронасоса. Такой режим работы сопровождается раскруткой вала гидронасоса с угловой скоростью, в несколько раз превышающей номинальную. Предохранительные клапана силовых магистралей выполнены таким образом, что выдерживают повышенное давление в этом режиме, поэтому происходит перегрузка гидрообъемной передачи и разрушение ее деталей. В связи с этим в автоматизированную систему управления движением необходимо ввести устройство, предохраняющее гидрообъемную передачу от перегрузок.

Характеристика конструктивных решений, обеспечивающих высокие динамические качества при ограниченной мощности гидрообъемной передачи

Тип машины	Конструктивное решение	Основные ограничения
Marder, HSWL-194	Разгрузочные гидромфты с регулируемым наполнением	Недостаточное быстродействие, особенно при опорожнении, большая длительность переходных процессов, особенно при выходе из поворота, приводящая к режиму эволюционного движения
Гусеничная машина массой 19т	Раздельное управление торможением гусеницы отстающего борта на низших передачах	Необходимость управления тормозным моментом с обратной связью по угловой скорости из условия $\omega_\phi \leq \omega(\alpha_{шт}, \alpha_{пт})$
Гусеничная машина средней категории по массе	Подключение механической ветви через управляемый фрикцион, двойной дифференциал	Необходимость управления моментом фрикциона с обратной связью по угловой скорости из условия $\omega_\phi \leq \omega(\alpha_{шт}, \alpha_{пт})$
Перспективная машина, Breadly	Две бортовые гидрообъемные передачи	Синхронность функционирования, сложная программа управления

Для машин с дифференциальным ГОМП снижение скорости поступательного движения уменьшением подачи топлива (частоты вращения вала двигателя) не допустимо, так как это приводит к снижению угловой скорости гидромотора и поворота машины и еще в большей степени снижает динамические качества. Торможение в процессе поворота не допустимо, так как затрудняется возможность криволинейного движения. Некоторый эффект может быть достигнут при упреждающем переключении передач в трансмиссии на номер ниже и соответствующем увеличением подачи топлива. Для повышения динамических качеств и управляемости гусеничной машины с ограниченной мощностью гидрообъемной передачи путем использования кинетической энергии поступательного движения (инерционных сил при замедлении) конструкция механизма поворота и управление им должны быть с регулируемым в зависимости от скорости кинематическим параметром q , определяющим расстояние от центра масс до точки, сохраняющей при повороте скорость прямолинейного движения. Это может быть реализовано при двух бортовых гидрообъемных передачах (последнее решение в таблице). Проведенные всесторонние экспериментальные исследования управляемости гусеничных машин с такой системой управле-

ния показали, что параметры, характеризующие качество переходных процессов, несколько выше, чем с обычной системой управления, что обеспечивает более высокие скоростные и динамические качества. Такое решение позволяет не только снизить нагруженность гидрообъемной передачи, но и при одновременном управлении расширить кинематический диапазон трансмиссии, осуществлять синхронизацию включаемых элементов в процессе переключения передач. В такой схеме управления возникает проблема асинхронности работы гидрообъемных передач из-за нелинейности характеристик, разности моментов на ведущих колесах, необходимости стабилизации прямолинейного движения, а также сложности программы управления.

Схема такого механизма сложнее дифференциального из-за необходимости установки двух гидромашин. Усложняется также система и программа управления поворотом.

Литература

- 1. Благодравов А.А., Держанский В.Б. Динамика управляемого движения гусеничной машины. – Курган: Изд-во КМИ, 1995. – 162 с.*
- 2. Савочкин В.А., Дмитриев А.А. Статистическая динамика транспортных и тяговых машин. – М.: Машиностроение, 1993. – 320 с.*

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ИСПЫТАНИЙ К РАСЧЕТУ РЕСУРСА ХОДОВОЙ ЧАСТИ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

А.А. Абызов, И.Я. Березин, О.С. Садаков

Рассмотрены результаты экспериментальных исследований нагруженности траков гусеничного движителя быстроходной машины в условиях реальной эксплуатации. На основе их анализа предложена модель взаимодействия траков с грунтом, отображающая особенности формы опорной поверхности, случайный характер внешних нагрузок и опирания, разработаны методики расчета напряжений в опасной точке и накопленного усталостного повреждения. Приведены результаты анализа влияния различных факторов на долговечность трака.

Для оценки характеристик надежности ответственных элементов движителей быстроходных гусеничных машин, предназначенных для эксплуатации в условиях бездорожья, находят применение методы, предусматривающие достаточно полный учет условий реальной эксплуатации, моделирование динамических процессов при многопараметрических случайных воздействиях, прогнозирование и управление надежностью модернизируемых и вновь проектируемых изделий [1, 2]. Основным элементом рассматриваемого подхода является математическая модель транспортной машины, отображающая динамические процессы в связанной существенно нелинейной системе «силовая установка – поддрессоренный корпус – ходовая часть – случайная внешняя среда – водитель».

В качестве исходных данных для моделирования задаются динамические свойства исследуемой машины, в частности, весовые и геометрические параметры, упруго-вязкие характеристики системы поддрессорования и гусеничного движителя, типы и характеристики двигателя и трансмиссии и др. Типовые условия эксплуатации проектируемой машины в различных природно-климатических регионах задаются топографическими характеристиками местности, в частности, случайным макро- и микропрофилями трассы, дорожной кривизной, а также механическими характеристиками грунта (жесткость дорожного полотна, сопротивление прямолинейному движению и повороту, тягово-сцепные свойства и др.). Одним из элементов математической модели является подсистема, описывающая действия механика-водителя по выбору скорости движения машины по трассе в соответствии с изменяющимися дорожными условиями. В последующем процессы силового и кинематического воздействия используют в моделях формирования усталостных, износных и других видов отказов для прогнозирования количественных характеристик надежности ответственных элементов конструкций, таких, как функция вероятности безотказной работы, средняя наработка до отказа, гамма-процентный ресурс и др.

Предлагаемый подход иллюстрируется на примере оценки прочностной надежности траков гусеницы быстроходной машины. Поставленная задача является весьма актуальной, так как, несмотря на неоспоримые преимущества гусеничного движителя перед колесным по проходимости, он отличается низкой живучестью. При разрушении даже одного трака из общего числа звеньев, входящих в две гусеничные цепи, машина полностью теряет подвижность. Отметим, что при расчетах других элементов ходовой системы, не имеющих непосредственного контакта с грунтом (балансиры, опорные катки, торсионы и др.), внешнее кинематическое воздействие обычно задается в виде абсолютно жесткого случайного профиля дороги, что, очевидно, неприемлемо при исследованиях напряженности траков. Это иллюстрируется результатами проведенных натурных экспериментов, в ходе которых с помощью специальных измерительных устройств регистрировались процессы изменения во времени напряжений в наиболее нагруженных участках исследуемого трака при движении быстроходной гусеничной машины в различных дорожных условиях. В качестве примера на рис. 1 представлен фрагмент одной из осциллограмм. Анализ показывает, что наибольшие напряжения возникают в опорной ветви гусеничного обвода, а также при прохождении направляющего и ведущего колес; нагруженность траков в свободной ветви пренебрежимо мала. В опорной ветви наибольшие импульсы напряжений возникают при

нагружении исследуемого трака опорными катками, причем величина и даже знак этих напряжений при каждом нагружении изменяются случайно.

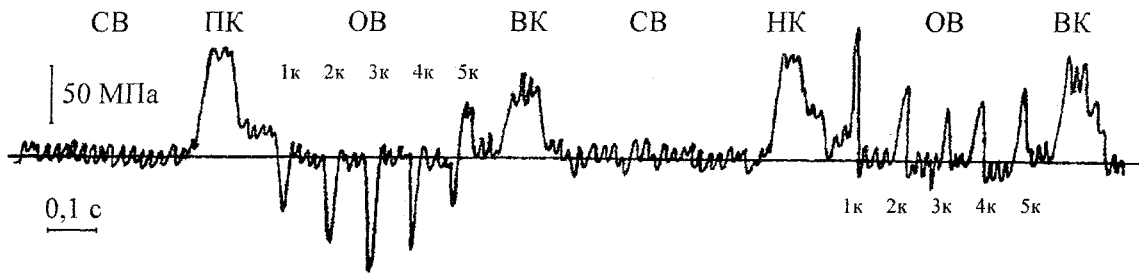


Рис. 1. Фрагмент процесса изменения напряжений в опасной зоне трака:
НК – зона направляющего колеса, ВК – ведущего колеса,
ОВ – опорной ветви, СВ – свободной ветви

Очевидно, отмеченное объясняется двумя основными причинами: изменением катковой нагрузки вследствие колебаний корпуса машины и тем, что исследуемый трак при каждом прохождении гусеничного обвода взаимодействует с новым участком грунта и, следовательно, создается новая схема его опирания. Как показывает опыт эксплуатации быстроходных гусеничных машин, жесткость грунтов оказывает определяющее влияние на ресурс траков. На рис. 2 приведены диаграммы, полученные на основе обработки результатов экспериментов, из которых следует, что наибольшее удельное усталостное повреждение приходится на опорную ветвь гусеницы, особенно при движении по жесткому основанию (дороги с мерзлым грунтом, каменистые дороги и т.п.).

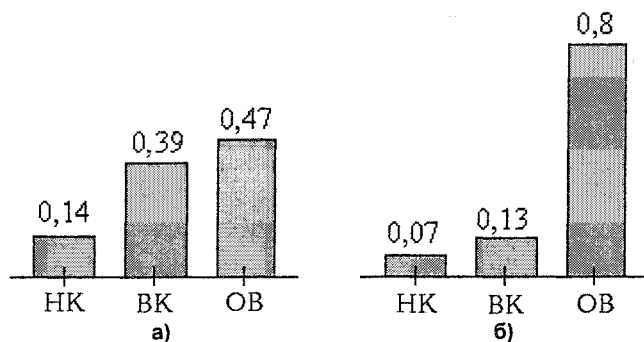


Рис. 2. Относительная доля усталостного повреждения, накапливаемого в различных зонах обвода:
а – летняя трасса;
б – зимняя трасса

вующих на траки со стороны опорных катков, а также со стороны ведущего и направляющего колес. На *втором* этапе моделируется взаимодействие траков с грунтом и элементами движителя (опорными катками, соседними траками, ведущим и направляющим колесами). В отличие от предыдущего, на этом этапе грунт рассматривается как случайная податливая среда.

Рассмотрим нагрузки, действующие на трак в опорной ветви. Это сила со стороны опорного катка $P_{КАТ}$, растягивающее усилие со стороны соседних траков $F_{ГУС}$ и случайные реакции грунта R_i (рис. 3). В процессе движения машины указанные силы непрерывно изменяются, так как по траку, лежащему на грунте, последовательно прокатываются опорные катки машины, а также изменяется растягивающее усилие в опорной ветви. Подобно нагруженности трака в опорной ветви, в зонах ведущего и направляющего колес на него действуют усилия со стороны смежных траков $F_{ГУС}$ и сосредоточенные силы $P_{ВК}$ и $P_{НК}$, при-

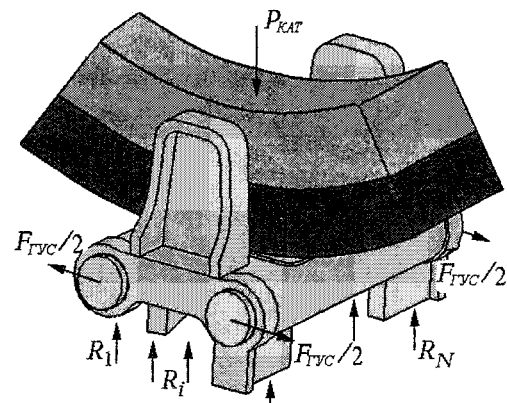


Рис. 3. Нагрузки, действующие на трак в опорной ветви (показан фрагмент опорного катка с резиновой шиной)

Расчет и конструирование

ложенные к беговой дорожке. Отметим, что случайные процессы изменения внешних усилий $P_{КАТ}$, $F_{ГВС}$, $P_{ВК}$ и $P_{НК}$ определяются на первом этапе при моделировании движения гусеничной машины по местности.

Для определения случайных реакций R_i необходимо использовать модель взаимодействия трака с грунтом, отображающую его жесткость, форму опорной поверхности траков, в частности, расположение и размеры грунтозацепов, а также случайный характер опирания. В работе [3] предложен один из вариантов такой модели в виде Винклеровского полупространства, в котором дискретные упругие элементы распределены по глубине по некоторому случайному закону (рис. 4). В этой модели жесткости упругих элементов принимают равными $c_i = c \cdot s_i$, где c_i – жесткость упругого элемента, взаимодействующего с i -й площадкой опорной поверхности трака; $c = \text{const}$ – коэффициент постели для данного грунта [Н/м^2], s – площадь i -го участка опорной поверхности трака ($i=1 \dots K$). Координаты упругих элементов ξ_i и η_i на плоскости грунта зафиксированы, а вероятностные свойства отображаются случайными значениями ζ_i , задающими положение свободных концов упругих элементов. В соответствии с принятыми допущениями криволинейная форма опорной поверхности трака заменяется совокупностью плоских участков с площадями s_i и координатами центра x_i, y_i, z_i . Под действием катковой нагрузки происходит «погружение» трака в дискретную упругую среду, которое сопровождается образованием точечных контактов опорной поверхности с упругими элементами и, вследствие деформации последних, возникновением реакций, случайных по величине и точкам контакта. Реакции грунта определяются из условий равновесия; при этом трак рассматривается как недеформируемое тело. В исходном состоянии связанная с траком подвижная система координат xyz совпадает с неподвижной системой $\xi\eta\zeta$. Перемещение трака в грунте описывается вертикальным перемещением Δ и поворотом α и β относительно осей η и ξ .

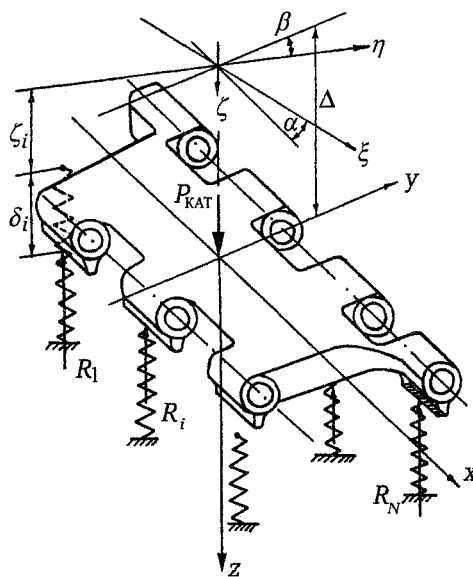


Рис. 4. Модель взаимодействия трака с грунтом (катковая нагрузка условно приложена непосредственно к траку)

Под действием случайной катковой нагрузки $P_{КАТ}$ происходит деформация случайно расположенных в грунте упругих элементов δ_i , которая сопровождается возникновением случайных реакций R_i :

$$\delta_i = \Delta + z_i - \zeta_i + x_i \alpha + y_i \beta, \\ R_i = \begin{cases} c_i \delta_i, & \text{при } \delta_i > 0; \\ 0, & \text{при } \delta_i \leq 0. \end{cases} \quad (1)$$

Задача нахождения случайных ансамблей реакций сводится к поиску положения трака в грунте, удовлетворяющему условиям равновесия, которые вследствие односторонних связей упругих элементов с поверхностью трака выражаются системой существенно нелинейных уравнений относительно Δ, α и β :

$$\sum_{i=1}^{N(\Delta, \alpha, \beta)} R_i + P_{КАТ} = 0, \\ \sum_{i=1}^{N(\Delta, \alpha, \beta)} R_i x_i = 0, \\ \sum_{i=1}^{N(\Delta, \alpha, \beta)} R_i y_i = 0, \quad (2)$$

где $N(\Delta, \alpha, \beta)$ – число реакций, уравнивающих трак в дискретной упругой среде. Решение системы уравнений (2) осуществляется численно. Координаты, определяющие положение упругих элементов ζ_i в каждом независимом испытании (погружении трака в грунт), задаются с помощью генератора случайных величин, воспроизводящего принятый закон распределения.

Идентификация модели грунта (определение величины коэффициентов постели для различных типов дорог и закона распределения координат ζ_i) выполнена на основе сопоставления расчетных и экспериментальных законов распределения напряжений в опасной точке трака при движении по различным трассам. Величины коэффициентов постели для различных дорог приведены в табл. 1; закон распределения координат ζ_i по результатам идентификации принят в виде закона равной плотности в интервале 0...25 мм.

Таблица 1

Величины коэффициентов постели для различных дорог

Вид трассы	Коэффициент постели c , МН/м ³
Снежная целина, заснеженная зимняя дорога, пылевая дорога, песчаная местность	5,0...15
Заснеженная накатанная дорога, целина, лесная дорога, грунтовая дорога в распутицу	15...25
Твердая грунтовая дорога, насыпная дорога на твердом основании, щебенчатая дорога	25...35
Зимняя бесснежная дорога с колеей, мерзлый грунт, бульжное шоссе, каменная дорога	35...50

Число точек, в которых трак соприкасается с упругими элементами, зависит от геометрии опорной поверхности и жесткости грунта. Очевидно, что при увеличении жесткости грунта число точек будет уменьшаться; соответствующая зависимость представлена на рис. 5.

Таким образом, описанная модель взаимодействия траков с грунтом позволяет получить совокупность случайных реакций R_i , соответствующую каждому нагружению трака опорным катком.

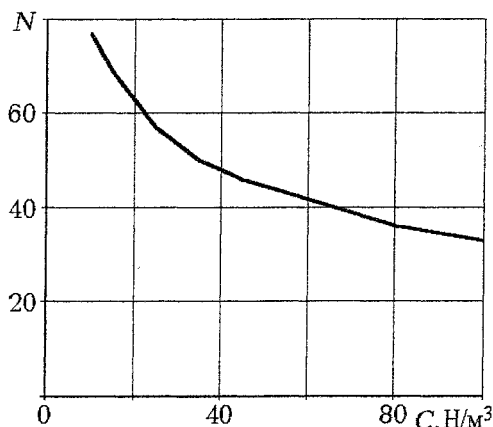


Рис. 5. Зависимость числа точек контакта трака с грунтом от жесткости грунта

На *третьем* этапе выполняют расчет значений импульсов напряжений в исследуемой зоне трака, возникающих при действии ансамблей случайных реакций в опорной ветви обвода [4]. Рассмотрим один из способов решения этой задачи, основанный на предположении, что тело трака работает как линейно-упругая система. Поскольку в исследуемой точке детали с номером « k » в общем случае реализуется объемное напряженное состояние, расчеты необходимо выполнять для всех компонентов тензора напряжений. В дальнейшем методика расчета иллюстрируется на примере одного компонента, обозначаемого σ_{OB}^k .

Используя принцип суперпозиции, напряжение в рассматриваемой точке конструкции можно представить в виде суммы произведений нагрузок на соответствующие коэффициенты влияния, равные напряжениям, возникающим под действием соответствующих единичных сил:

$$\sigma_{OB}^k = [R_i]^T [\omega_{zi}^k] + P_{КАТ} \omega_{КАТ}^k + F_{ГУС} \omega_{ГУС}^k, \quad (3)$$

где $[R_i]$ – столбец сил, действующих на опорную поверхность трака со стороны грунта, $[\omega_{zi}^k]$ – столбец соответствующих коэффициентов влияния для k -й исследуемой точки; $\omega_{КАТ}^k$, $\omega_{ГУС}^k$ – коэффициенты влияния от действия силы со стороны опорного катка и растягивающей силы со стороны резинометаллических шарниров; $P_{КАТ}$ – сила со стороны опорного катка; $F_{ГУС}$ – растягивающее усилие со стороны резинометаллических шарниров.

Расчет и конструирование

Величина импульса напряжений σ_{HK}^k , возникающего в тракте при прохождении направляющего колеса, пропорциональна усилию в свободной ветви F_{CB} , а импульса напряжений σ_{BK}^k , возникающего при прохождении ведущего колеса – натяжению рабочей ветви F_{PB} :

$$\sigma_{HK}^k = \omega_{HK}^k F_{CB}, \quad (4)$$

$$\sigma_{BK}^k = \omega_{BK}^k F_{PB}, \quad (5)$$

где ω_{HK}^k , ω_{BK}^k – соответствующие коэффициенты влияния. Выражения, аналогичные (3)–(5), могут быть записаны для каждого компонента тензора напряжений в рассматриваемой точке.

Каждый из коэффициентов ω_{zi}^k равен напряжению, возникающему в k -й точке трака от действия единственной силы $R_i=1$. Однако, определить ω_{zi}^k , нагружая трак только одной силой $R_i=1$, практически невозможно, так как в этом случае не будут выполняться условия равновесия трака. В соответствии с одним из методов определения коэффициентов влияния трак, закрепленный в трех произвольно выбранных точках, последовательно нагружают единичной силой, приложенной в точках предполагаемого опирания на грунт; напряжения в исследуемой точке рассчитывают, используя стандартные пакеты программ метода конечных элементов (МКЭ). Полученные в результате расчета напряжения и являются коэффициентами влияния ω_{zi}^k . Аналогично определяют коэффициент влияния со стороны опорного катка $\omega_{КАТ}^k$. В дальнейшем при нагружении трака системой самоуравновешенных сил реакции в дополнительных опорах будут равны нулю, поэтому их наличие не влияет на результат. Проверка данного метода показала его эффективность при практическом использовании.

Коэффициент влияния от действия растягивающей силы в гусеничной ленте $\omega_{ГУС}^k$ может быть определен непосредственно при нагружении трака самоуравновешенными единичными растягивающими силами. Коэффициенты ω_{HK}^k , ω_{BK}^k также рассчитывают с помощью МКЭ при нагружении трака единичными силами со стороны шарниров; при этом направление нагрузок и условия опирания трака должны соответствовать условиям, возникающим при прохождении направляющего и ведущего колес.

Таким образом, на этом этапе в результате расчетов по описанной методике получают массив значений компонентов тензора напряжений в исследуемой точке трака при каждом «наезде» на него опорного катка машины, а также при прохождении ведущего и направляющего колес.

На *четвертом*, заключительном этапе решения задачи выполняют оценку долговечности траков по критерию усталостного разрушения. Исследования показали, что в процессе каждого нагружения компоненты тензора напряжений в рассматриваемой точке изменяются пропорционально, и, следовательно, положение главных площадок остается неизменным. Для такого вида нагружения в работах [5, 6] предложен метод расчетной оценки усталостной долговечности, в соответствии с которым рассматривается накопление повреждений в различных наклонных площадках в окрестности опасной точки. Предполагается, что накопление повреждений в площадках происходит независимо, в соответствии с гипотезой линейного суммирования, и определяется касательными напряжениями, а разрушение происходит по площадке, накопившей наибольшее усталостное повреждение. Вводится понятие удельного усталостного повреждения v_k^j , равного доле полного разрушения, накапливаемого в k -й точке за один километр пробега по участку трассы с j -м типовым микропрофилем. Последующий анализ величин удельных повреждений позволяет выделить наиболее опасную точку, определяющую усталостную долговечность трака. При движении по трассе, содержащей участки с микропрофилями различных типов, средняя усталостная долговечность трака, выраженная в числе километров пробега до момента образования усталостной трещины, определяется следующим выражением:

$$L_{cp} = \left[\sum_{j=1}^M v_j \psi_j \right]^{-1}, \quad (6)$$

где v_j – доля полного разрушения, накапливаемого за один километр пробега по участку трассы с j -м типовым микропрофилем, ψ_j – относительная протяженность участков с таким микропрофи-

лем для исследуемого полигона, M – общее число типовых микропрофилей. Для реализации предложенной методики разработан пакет вычислительных программ

Рассмотрим результаты применения методики для прогнозирования долговечности траков гусениц снегоболотоходной машины ТМ-1. Оценка долговечности выполнялась для варианта машины, оснащенной гусеницами с траками из легированной стали 20ХГСНМ. С учетом конструктивно-технологических особенностей траков в расчетах использованы следующие усталостные характеристики детали: математическое ожидание предела выносливости $\sigma_{-1} = 165$ МПа; коэффициент вариации предела выносливости $\nu_{\sigma_{-1}} = 0,1$; показатель наклона кривой выносливости $m = 7$; базовое число циклов $N_0 = 2 \cdot 10^6$. Для расчета коэффициентов влияния использовался пакет программ МКЭ Ansys. Конечноэлементная модель трака представлена на рис. 6, а; картина напряженного состояния при нагружении трака единичной силой со стороны опорной поверхности – на рис. 6, б. Как показал анализ результатов предварительных расчетов, наиболее нагруженными являются зоны галтельных переходов ребер трака. В этих зонах были выбраны наиболее нагруженные точки, для которых выполнялись расчеты накопленного повреждения.

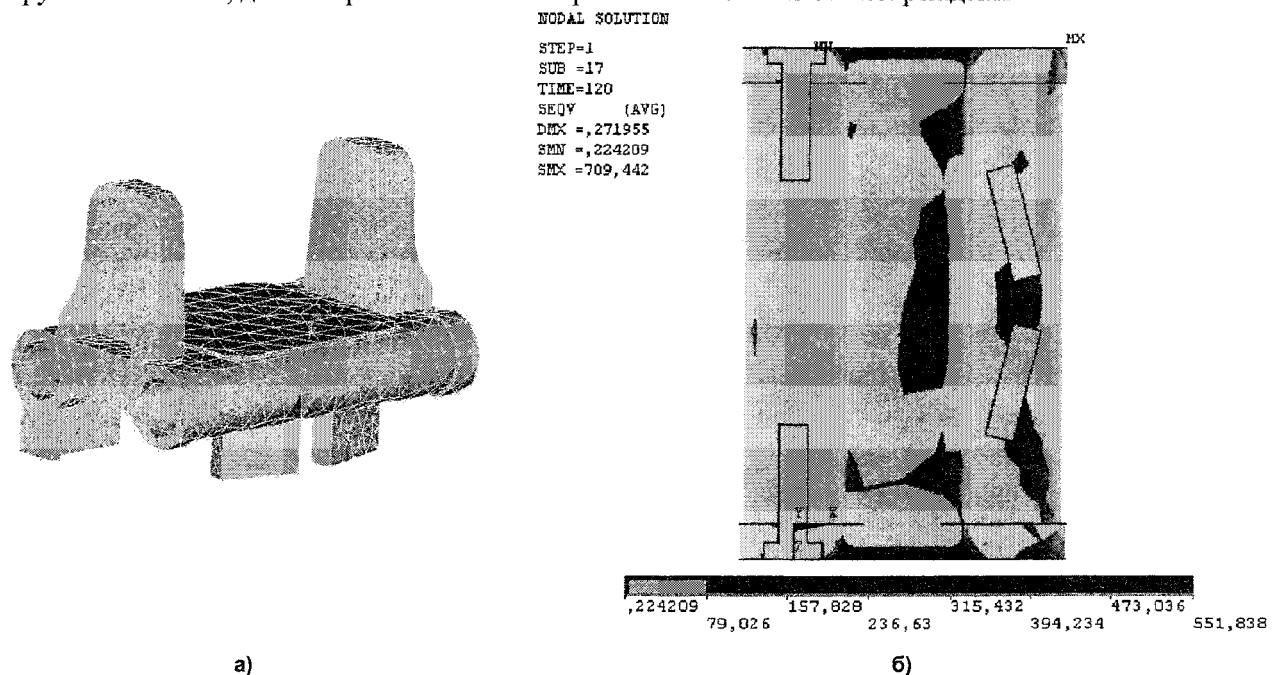


Рис. 6. Моделирование напряженного состояния:
а – модель трака; б – картина напряженного состояния

Нагрузка со стороны опорного катка передается на трак через податливую резиновую шину; при этом площадь контакта зависит от нагрузки. В связи с отмеченной особенностью при расчете

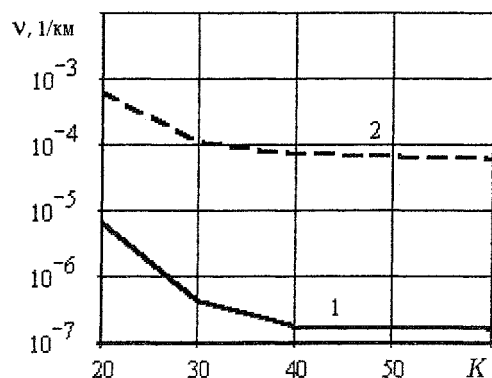


Рис. 7. Зависимость удельного накопленного повреждения от предполагаемого числа точек контакта: 1 – $c=20$ МН/м³; 2 – $c=50$ МН/м³

соответствующего коэффициента влияния была дополнительно введена модель опорного катка, имеющая внутреннюю металлическую часть, к которой прикладывалась нагрузка, и податливую резиновую шину (см. рис. 3). Аналогично для определения коэффициента влияния от растягивающей нагрузки, действующей в гусеничной ленте, использовалась модель трака с пальцами и резиновыми элементами шарниров; растягивающая нагрузка прикладывалась к пальцам.

При практическом использовании предлагаемой методики необходимо решить ряд методических вопросов, в частности, определить оптимальное с точки зрения точности и трудоемкости расчетов число K точек предполагаемого опирания. На рис. 7 приведена зависимость от K накоп-

Расчет и конструирование

ленного повреждения, приходящегося на 1 километр пробега для двух вариантов трассы – с «мягким» и «жестким» грунтом. Анализ результатов показывает, что при $K=40$ накопленное повреждение стабилизируется.

Расчеты долговечности трака выполнялись для трассы, имеющей участки с различными микропрофилями (табл. 2). Участки с микропрофилем I типа являются самыми легкими и допускают наибольшую скорость движения, V типа – самые тяжелые. Схема разбиения трассы полигона на участки с различными типами микропрофиля представлена в табл. 3.

Характеристики типовых микропрофилей участков трасс

Таблица 2

Тип микропрофиля	Средняя высота неровностей, см	Средняя длина неровностей, м	СКО микропрофиля, см
I	1,7	4,8	0,73
II	7,4	10,1	2,04
III	12,4	12,2	5,44
IV	18,6	12,9	11,94
V	31,7	15,8	17,62

Схема трассы полигона

Таблица 3

№ участка	Тип микропрофиля	Протяженность участка, км	№ участка	Тип микропрофиля	Протяженность участка, км
1	III	1,4	8	II	0,8
2	II	0,9	9	IV	1,5
3	V	0,9	10	III	0,6
4	II	0,3	11	V	0,5
5	IV	0,8	12	IV	0,6
6	III	1	13	III	0,4
7	IV	1,1	14	V	0,2

Относительная протяженность участков с микропрофилями различных типов, скорость движения по этим участкам и доля усталостного повреждения, приходящегося на 1 км пробега, приведены в табл. 4. Рассматривался случай движения по жесткой трассе (каменистая местность, мерзлый грунт; коэффициент постели равен 40 Н/м^3), когда происходит наибольшее накопление усталостного повреждения.

Характеристика трассы полигона

Таблица 4

Тип микропрофиля	Относительная протяженность участка	Скорость движения, м/с	Доля повреждения, накапливаемого на 1 км пробега, v_i
II	0,182	11	$2,814 \cdot 10^{-5}$
III	0,309	8	$4,048 \cdot 10^{-5}$
IV	0,364	7	$5,262 \cdot 10^{-5}$
V	0,145	6	$9,024 \cdot 10^{-5}$

В процессе расчетов были проведены исследования, направленные на выявление влияния различных факторов на долговечность трака. При увеличении скорости движения машины по трассе усиливаются колебания корпуса, что приводит к увеличению нагрузок на опорные катки и, следовательно, к увеличению накопленного повреждения. Результаты расчетов для трасс с микропрофилем III типа приведены на рис. 8. Увеличение жесткости грунта приводит к увеличению повреждения, накопленного на километр пробега (рис. 9). Очевидно, это объясняется уменьшением числа точек опирания трака. К такому же результату приводит увеличение высоты грунтозацепов (рис. 10).

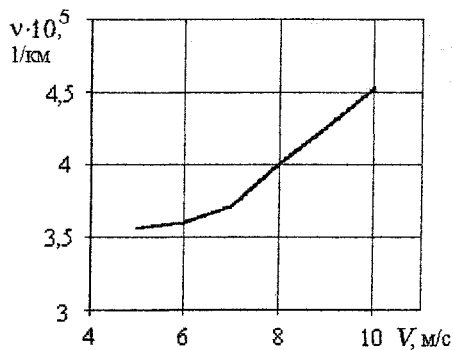


Рис. 8. Влияние скорости движения по трассе с микропрофилем III типа на удельное накопленное повреждение

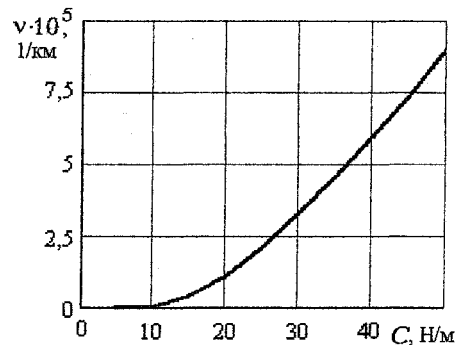


Рис. 9. Влияние жесткости дорожного полотна на величину удельного накопленного повреждения

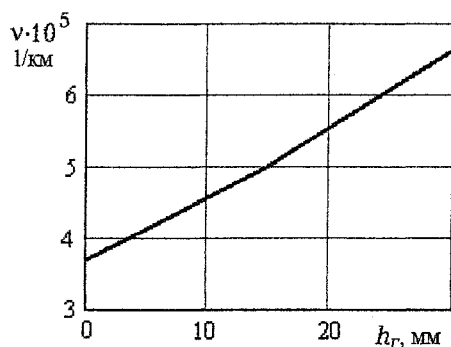


Рис. 10. Влияние высоты грунтозацепов на удельное накопленное повреждение

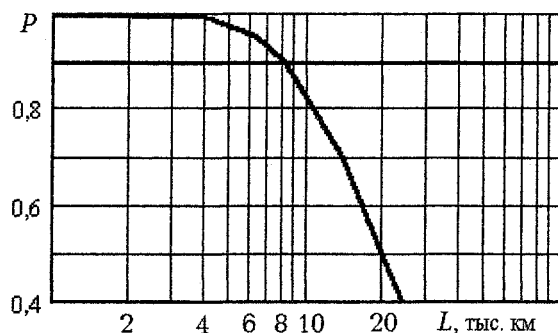


Рис. 11. Функция надежности трака при движении по трассе

Средняя расчетная долговечность трака при движении машины в условиях, аналогичных рассматриваемому полигону, равна 20 тыс. км. На рис. 11 представлена функция надежности, соответствующая моменту зарождения усталостных микротрещин на поверхности траков; стадия живучести в расчетах не рассматривалась. Гамма-процентный ресурс ($\gamma=0,9$) равен 8 тыс. км. Полученные результаты удовлетворительно согласуются с данными массовой эксплуатации.

Литература

1. Березин И.Я., Абызов А.А. Концепция и методы имитационных ресурсных испытаний мобильной техники (сообщение первое, второе) // Динамика, прочность и износостойкость машин. Международный журнал на электронных носителях. – 1996. – № 2. – С. 61–68. – № 3. – С. 75–82.
2. Березин И.Я., Абызов А.А. Моделирование процесса эксплуатации при имитационных ресурсных испытаниях мобильной техники // Техника и технологии строительства и эксплуатации автомобильных дорог: сб. науч. тр. МАДИ. – М.: МАДИ, 2000. – С. 56–74.
3. Березин И.Я., Колодкин В.А. Стохастическое моделирование взаимодействия гусеницы с грунтом // Динамика и прочность конструкций: труды ЧПИ. – Челябинск: ЧПИ, 1977. – Вып. 201. – С. 112–116.
4. Березин И.Я., Садаков О.С., Колодкин В.А. К вопросу определения спектров напряжений в деталях сложной формы при случайном нагружении // Прочность машиностроительных конструкций при переменных нагрузках: труды ЧПИ. – Челябинск: ЧПИ, 1979. – Вып. 236. – С. 107–111.
5. Сергеев В.Г., Березин И.Я. К расчету ресурса деталей, работающих в условиях нерегулярного нагружения и плоского напряженного состояния // Машиноведение, 1980. – № 4. – С. 67–73.
6. Гусев А.С. Сопротивление усталости и живучесть конструкций при случайных нагрузках. – М.: Машиностроение, 1989. – 248 с.

ТРАНСМИССИЯ БЫСТРОХОДНОЙ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ С ЦЕНТРАЛЬНОЙ КОРОБКОЙ ПЕРЕДАЧ И БЕССТУПЕНЧАТЫМ МЕХАНИЗМОМ ПОВОРОТА

Н.В. Филичкин

Предложена и обоснована концепция построения кинематической схемы трансмиссии быстроходной гусеничной машины с центральной коробкой передач и регулируемой гидрообъемной передачей в механизме передач и поворота. Схемное решение позволяет использовать в трансмиссии гидрообъемную передачу с минимально возможной установочной мощностью.

На протяжении последних десятилетий в мировом танкостроении, по крайней мере, в наиболее технически развитых государствах, практически абсолютное применение получили трансмиссии объектов бронетанковой техники, включающие в себя полнопоточную комплексную блокируемую гидродинамическую передачу, центральную, как правило, планетарную коробку передач (КП) и многорадиусный бесступенчатый механизм поворота (МП), состоящий из гидрообъемной передачи (ГОП) с регулируемым насосом и нерегулируемым мотором, связанным дополнительными зубчатыми передачами с двумя суммирующими планетарными механизмами (СПМ).

Именно так выполнены трансмиссии большинства современных основных боевых танков, боевых машин пехоты и машин различного назначения на специальных гусеничных шасси, таких как М1 «Абрамс» (США), «Леопард-2» и «Мардер» (Германия), БМП-3, БМД-3 и гусеничные машины промежуточной категории по массе ГМ-352, ГМ-569 (Россия), «Челленджер» (Великобритания), «Леклерк» (Франция) и др. [1–6].

Обобщенная кинематическая схема таких трансмиссий, наиболее существенные недостатки, вытекающие из их схемного решения, приведены в [7].

Общим неотъемлемым составным элементом этих трансмиссий является гидрообъемный МП дифференциального типа, который, вместе с центральной КП, образует двухпоточный механизм передач и поворота (МПП). Ближайшим предшественником (прототипом) такого технического решения является двухпоточный МПП тяжелого танка Т-VIИ «Тигр» (1942–1945 года, Германия). МПП танка «Тигр» во втором потоке мощности содержал простейшую двухскоростную КП с фрикционным управлением, что позволяло при повороте танка на каждой передаче основной центральной КП получать по два различных промежуточных фиксированных радиуса поворота. В шестидесятых годах XX века эту двухскоростную нереверсируемую КП заменили регулируемой реверсируемой ГОП, которая, по сути, является тоже КП, но с бесконечно большим числом передач, т. е. появилась возможность на каждой передаче основной центральной КП получать бесчисленное множество различных радиусов поворота без использования буксующих фрикционных управляющих элементов (тормозов и муфт).

С тех пор такие трансмиссии получили весьма широкое применение, несмотря на некоторые недостатки, главным из которых является большая величина необходимой установочной мощности ГОП в МП для обеспечения высоких показателей подвижности машины при ее криволинейном движении. Так, например, в [8] обоснован необходимый минимум порядка 750...900 кВт установочной мощности ГОП для основного боевого танка массой 60 т и не менее 180...300 кВт для машин легкой и промежуточной по массе категорий. Такие установочные мощности ГОП вплотную приближаются к значениям номинальной мощности двигателей этих машин.

При соблюдении указанных минимумов становится затруднительным, а зачастую и практически невозможным подбор ГОП с необходимой для получения высоких показателей подвижности машины установочной мощностью и, в то же время, с приемлемыми массогабаритными и стоимостными характеристиками, особенно для основного боевого танка.

В основном, именно из-за этого Россия до сих пор не имеет на вооружении основного боевого танка с бесступенчатым МП.

Высокий уровень необходимой установочной мощности ГОП для дифференциального бесступенчатого МП обусловлен следующими обстоятельствами:

- дифференциальный способ поворота машины;
- прямой способ регулирования производительности насоса ГОП и величины радиуса поворота;
- одновременная передача мощности от ГОП к одноименным основным звеньям (солнечным зубчатым колесам) СПМ обоих, и отстающего, и забегающего бортов.

При дифференциальном способе поворота происходит обеспечиваемое МП уменьшение

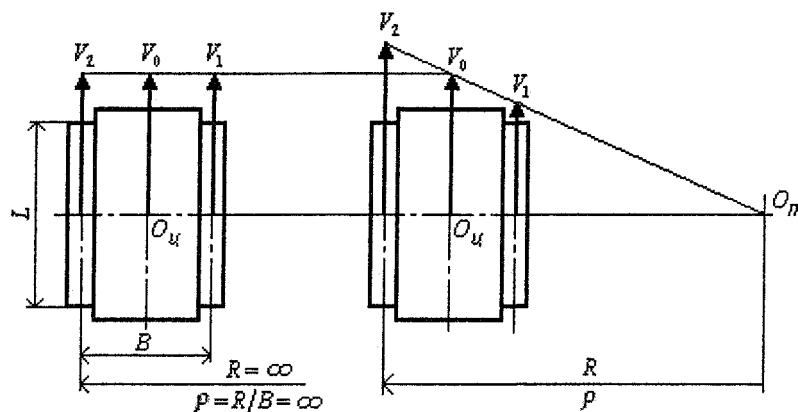


Рис. 1. Дифференциальный способ поворота гусеничной машины

На рис. 1 обозначено: V_0 , V_1 , V_2 – скорости поступательного движения, соответственно, центра машины, отстающего и забегающего бортов; L – длина опорной поверхности гусеницы, B – колея машины; R – абсолютный радиус поворота; ρ – относительный радиус поворота; $O_{Ц}$ – геометрический центр машины; O_{π} – центр поворота машины.

При дифференциальном способе поворота высокий уровень необходимой установочной мощности ГОП обусловлен необходимостью ее работы одновременно и на торможение отстающего борта, и на разгон забегающего борта.

Довольно распространенное даже среди специалистов мнение о преимуществе дифференциального способа поворота, заключающееся в возможности движения машины в повороте с более высокой скоростью, чем при других известных способах (бортовом или независимом, редукторном («ЗК» – Зайчик, Крейнс)), несколько поверхностное, так как предельные скорости прохождения поворота машиной лимитируются отнюдь не способом поворота, а возможностью сохранения устойчивости движения и управляемости машиной в повороте. Поэтому, при повороте машины на высоких скоростях движения, с малыми радиусами поворота, на скользких и слабосвязных грунтах для исключения опасности срыва машины в неуправляемый боковой занос приходится заблаговременно, до входа в поворот, снижать скорость машины, подтормаживать ее, переключать КП на пониженные передачи, т. е. проходить поворот на гораздо меньших скоростях, чем может сам по себе обеспечить дифференциальный способ поворота. Более того, другие способы поворота, иные, чем дифференциальный, при прочих равных условиях позволяют снизить объем дополнительных манипуляций, или даже исключить их полностью, так как эти способы поворота автоматически снижают скорость движения центра машины в повороте, причем, в тем большей степени, чем с меньшим радиусом выполняется поворот.

При прямолинейном движении машины ($e = \infty$) регулируемый насос ГОП дифференциального МП установлен на нулевую производительность, вал мотора ГОП не вращается, не вращаются и солнечные зубчатые колеса СПМ. Сами СПМ при прямолинейном движении машины работают как два одинаковых замедляющих редуктора с передаточным числом $u_{ЭВ} = (K + 1)/K = \omega_{Эпр} / \omega_{Впр}$, где $K = Z_3 / Z_C$ – кинематическая характеристика СПМ, равная отношению чисел зубьев эпициклического (Z_3) и солнечного (Z_C) зубчатых колес; $\omega_{Эпр}$ и $\omega_{Впр}$ – угловые скорости эпициклических зубчатых колес и водил СПМ в прямолинейном движении

скорости отстающего борта и такое же по величине увеличение скорости забегающего борта при неизменной скорости центра машины (рис. 1). Это утверждение верно при условии постоянства скоростного режима работы двигателя, постоянном передаточном отношении полнопоточной гидродинамической передачи и отсутствии переключений в КП при переходе машины от прямолинейного движения к повороту.

Расчет и конструирование

машины при остановленных солнечных зубчатых колесах ($\omega_{C_{np}} = 0$) СПМ. Передаточное отношение ГОП $i_{ГОП} = \omega_M / \omega_H = 0$, где $\omega_M = 0$ и ω_H – угловые скорости валов мотора и насоса гидрообъемной передачи.

При входе машины в поворот начинают увеличивать производительность насоса, вследствие этого вал мотора начинает вращаться, заставляя вращаться с одинаковыми по величине и противоположно направленными угловыми скоростями солнечные зубчатые колеса СПМ. Величина этих угловых скоростей прямо пропорциональна, а получаемый при этом радиус поворота машины обратно пропорционален производительности насоса.

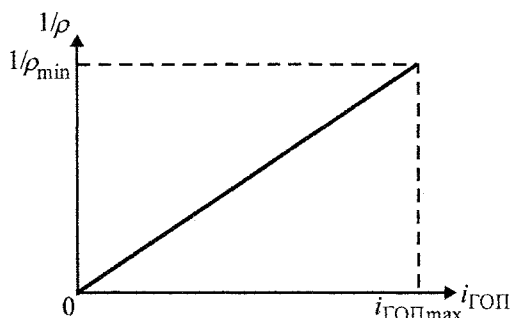


Рис. 2. Прямой способ регулирования радиуса поворота

При максимальной производительности насоса получают минимальный радиус (ρ_{min}) поворота машины. Такой способ одновременного регулирования производительности насоса, передаточного отношения ГОП и величины радиуса поворота машины назван С.Е. Бурцевым [9] прямым способом регулирования. Графическая интерпретация прямого способа регулирования представлена на рис. 2. Очевидно, что при прямом способе регулирования радиуса поворота в диапазоне от прямолинейного движения ($\rho = \infty$) до минимального (ρ_{min}) используется только половина диапазона регулирования

ГОП, а именно, от $i_{ГОП} = 0$ до $i_{ГОП_{max}}$. Именно это обстоятельство (недоиспользование диапазона) также предопределяет высокий уровень необходимой установочной мощности ГОП.

Следует отметить, что в [9] рассмотрен альтернативный обратный способ регулирования ГОП. На рис. 2 он выглядел бы, как вторая диагональ прямоугольника, образованного координатными осями и пунктирными линиями. Но обратный способ регулирования ГОП заметного снижения установочной мощности не дает и, к тому же, обладает целым рядом существенных недостатков даже по сравнению с прямым способом, что приводит к очевидной нецелесообразности практического применения обратного способа регулирования во всем диапазоне радиусов поворота.

Для выяснения уровня тяговой мощности забегающего борта, мощности, нагружающей центральную КП, и установочной мощности ГОП в трансмиссии с дифференциальным МП выполним скоростной, силовой и мощностной анализ трансмиссии машины, поворачивающей на первой передаче с минимальным радиусом ($\rho_{min} = 1,0$). Методика выполнения таких анализов подробно изложена в [10].

На режиме $\rho_{min} = 1,0$ обеспечивается максимальная скоростная, силовая, а, значит, и мощностная загрузка МП и его важнейшей составной части – ГОП. Поэтому мощность, передаваемая через ГОП, может, с некоторыми достаточно не принципиальными оговорками, касающимися учета потерь мощности в ГОП, считаться эквивалентной ее установочной мощности.

Установочная (паспортная) мощность ГОП представляет собой максимальную механическую мощность, подводимую к валу насоса при работе ГОП с номинальной частотой вращения вала насоса при максимальном значении параметра регулирования подачи (производительности) насоса и номинальной (максимально допустимой при длительной работе) величиной рабочего давления в ГОП.

Скоростной анализ МП выполняется путем совместного решения двух уравнений кинематической связи основных звеньев (солнечных, эпициклических зубчатых колес и водил) СПМ:

$$\begin{aligned} (1 + K) \cdot \omega_{B1} &= \omega_{C1} + K \cdot \omega_{Э1}; \\ (1 + K) \cdot \omega_{B2} &= \omega_{C2} + K \cdot \omega_{Э2}, \end{aligned}$$

где ω_{B1} и ω_{B2} – угловые скорости водил СПМ, соответственно, отстающего и забегающего бортов, причем на рассматриваемом режиме поворота $\omega_{B1} = 0$; ω_{C1} и ω_{C2} – угловые скорости солнечных зубчатых колес СПМ, соответственно, отстающего и забегающего бортов, причем при повороте с любым радиусом $\omega_{C1} = -\omega_{C2}$; $\omega_{Э1}$ и $\omega_{Э2}$ – угловые скорости эпициклических зубчатых колес СПМ, соответственно, отстающего и забегающего бортов, причем, всегда, $\omega_{Э1} = \omega_{Э2}$.

Положим, что безразмерная угловая скорость эпициклических зубчатых колес на первой передаче $\bar{\omega}_{\varepsilon 1} = \bar{\omega}_{\varepsilon 2} = 1/d_{\text{КП}}$, где $d_{\text{КП}} = u_1/u_{\text{высш}}$ – кинематический диапазон КП, равный отношению величин передаточных чисел КП на первой и на высшей передачах переднего хода.

Учитывая, что $\omega_{B1} = 0$ и $\omega_{C1} = -\omega_{C2}$, вычислим значения угловых скоростей основных звеньев СПМ и других звеньев МП и покажем их на рис. 3 наклонными пунктирными стрелками. Относительная (безразмерная) скорость поступательного движения геометрического центра машины $\bar{V}_0 = K/((K+1)d_{\text{КП}})$, скорости бортов: забегающего $\bar{V}_2 = 2K/((K+1)d_{\text{КП}})$, отстающего $\bar{V}_1 = 0$.

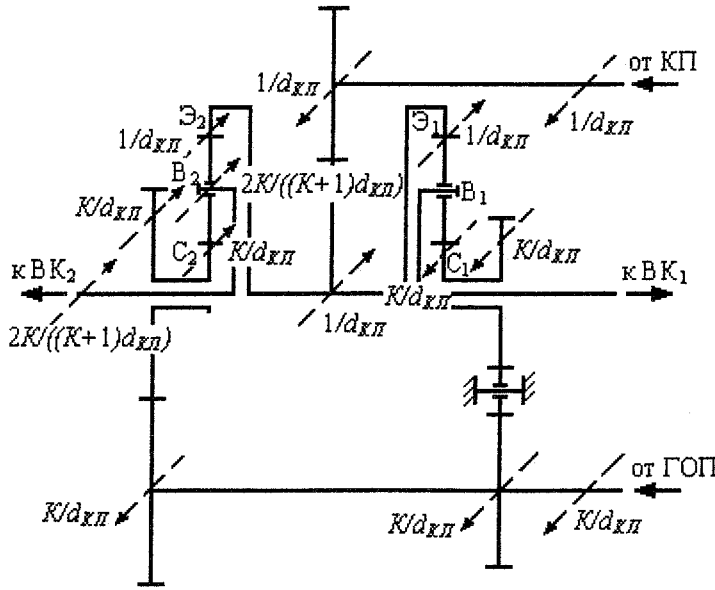


Рис. 3. Скоростной анализ дифференциального механизма поворота

параметров L, B гусеничного движителя машины:

$$\bar{M}_{B2} = P_2/G = 0,5f + 0,25\mu \cdot L/B, \text{ и } \bar{M}_{B1} = P_1/G = -0,5f + 0,25\mu \cdot L/B,$$

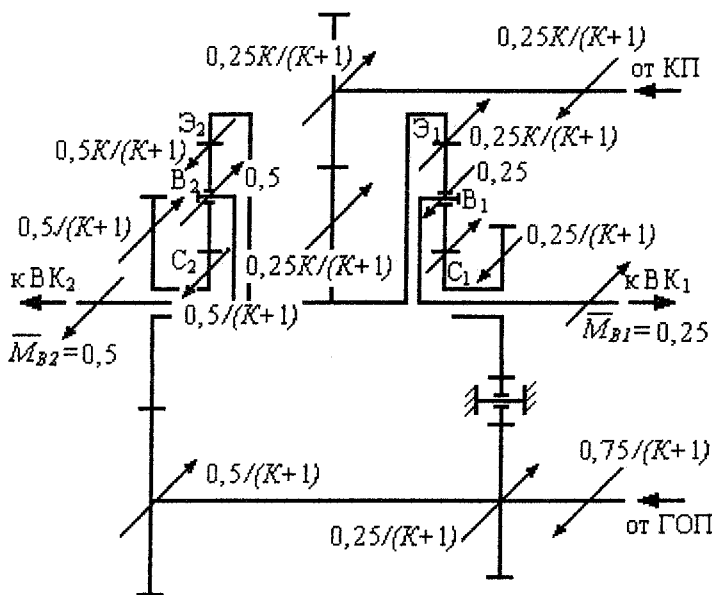


Рис. 4. Силовой анализ дифференциального механизма поворота

На рис.3 также в безразмерном виде показаны угловые скорости вала мотора ГОП $\bar{\omega}_M = K/d_{\text{КП}}$ и ведомого вала центральной КП $\bar{\omega}_{\text{КП}} = 1/d_{\text{КП}}$.

Выполним силовой анализ МП, полагая, что крутящие моменты на основных звеньях СПМ связаны между собой зависимостями:

$$M_{\varepsilon} = K \cdot M_C,$$

$$M_B = (K+1) \cdot M_C,$$

$$M_C + M_B + M_{\varepsilon} = 0.$$

Кроме того, будем считать, что ведомые валы МП нагружены относительными (безразмерными) крутящими моментами, равными отношению силы тяги (торможения) к силе тяжести машины и зависящими от характеристик f, μ грунта и геометрических

где P_2 и P_1 – тяговое и тормозное усилия на гусеницах, соответственно, забегающего и отстающего бортов; G – сила тяжести машины; f и μ – коэффициенты сопротивления, соответственно, поступательному качению и повороту машины. Примем, что рассматриваемый поворот машины с радиусом, равным её колее, происходит на горизонтальной площадке, грунт которой обеспечивает коэффициент сопротивления качению $f = 0,25$, коэффициент сопротивления повороту $\mu = 1,0$, а отношение длины опорной поверхности гусеницы и колеи машины

Расчет и конструирование

$L/B = 1,5$. Такие параметры грунта и ходовой части машины обеспечивают предельную по сцеплению величину силы тяги на забегающем борту машины:

$$P_2 = M_{B2} = 0,5G \cdot (f + 0,5\mu \cdot L/B) = 0,5G \cdot (0,25 + 0,5 \cdot 1,5) = 0,5G,$$

а безразмерные крутящие моменты, нагружающие ведомые валы МП, будут при этом $\bar{M}_{B2} = 0,5$ и $\bar{M}_{B1} = 0,25$. Вычислим величины крутящих моментов, нагружающих все звенья МП, и покажем их на рис. 4 сплошными наклонными стрелками. Из рис. 4 видно, что ведомый вал КП нагружен моментом $0,25K/(K+1)$, а вал мотора ГОП – моментом $0,75/(K+1)$.

Выполняя обратную подстановку f , μ и L/B , легко убедиться, что КП нагружена только сопротивлениями поступательному движению, а задача преодоления момента сопротивления повороту машины целиком возлагается на ГОП дифференциального МП.

Если перемножить угловые скорости звеньев МП (см. рис. 3) на соответствующие крутящие моменты, нагружающие эти звенья (см. рис. 4), можно определить величины мощностей, нагружающих КП и ГОП и построить потоки мощности в МП (рис. 5).

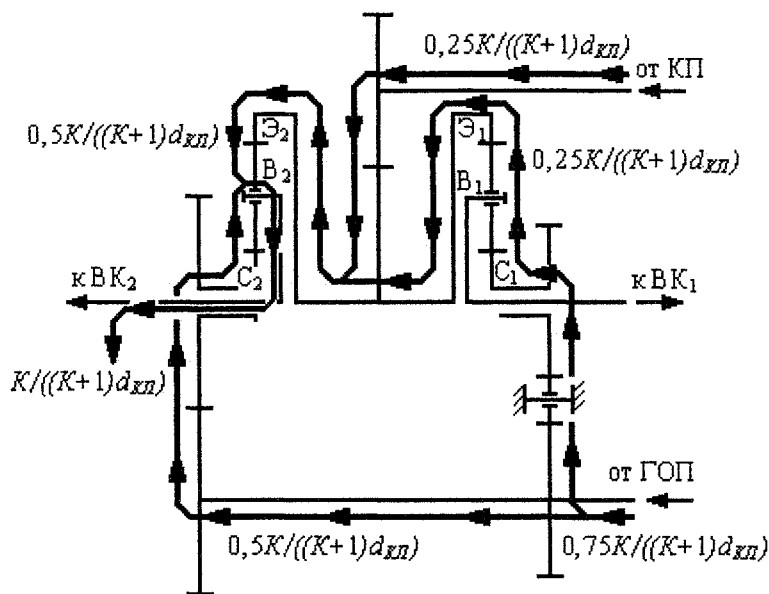


Рис. 5. Скоростной анализ дифференциального механизма поворота

Итак, в результате выполненного анализа дифференциального МП при повороте машины с радиусом, равным колее, получено:

$$\bar{N}_{ГОП} = 0,75K/((K+1)d_{кп}),$$

$$\bar{N}_{КП} = 0,25K/((K+1)d_{кп}), \text{ где}$$

$$\bar{N}_2 = K/((K+1)d_{кп}),$$

\bar{N}_2 – относительная мощность, отводимая от МП к забегающему борту машины.

На кафедре «СиДСМ» ЮУрГУ разработана схема трансмиссии быстроходной гусеничной машины [7, 11], в бесступенчатом МП которой возможно применение ГОП, со значительно, (в разы) сниженной установочной мощностью,

по сравнению с дифференциальным МП.

Это достигается за счет:

- перехода от дифференциального к бортовому (независимому) способу поворота;
- нового, смешанного способа регулирования ГОП в повороте;
- передачи мощности от ГОП к СПМ только отстающего борта.

Бортовой или независимый способ поворота обеспечивает в повороте сохранение забегающему борту машины скорости поступательного движения, равной скорости прямолинейного движения машины до входа в поворот, при автоматическом снижении скорости геометрического центра машины.

При повороте с радиусом, равным колее машины, скорость геометрического центра машины будет вдвое меньшей, чем у машины с дифференциальным МП.

План скоростей поступательного движения геометрического центра и бортов машины с бортовым (независимым) МП показан на рис. 6.

Особенность смешанного способа регулирования ГОП заключается в том, что при прямолинейном движении машины производительность насоса устанавливается такой, чтобы все основные звенья обоих СПМ имели одинаковую угловую скорость, т. е. насос ГОП работает с ненулевой подачей, пропорциональной скорости прямолинейного движения машины, а вращение вала мотора ГОП обеспечивает кинематическую блокировку обоих СПМ.

При входе машины в поворот уменьшают производительность насоса ГОП, переводя эту передачу в тормозной режим работы. Производительность насоса, при необходимости получения

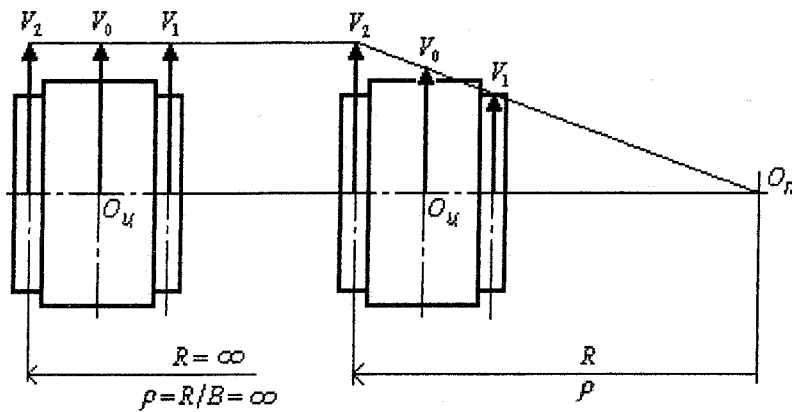


Рис. 6. Бортовой (независимый) способ поворота гусеничной машины

соответствующих радиусов поворота, уменьшается вплоть до нулевой. При нулевой производительности насоса вал мотора ГОП останавливается, машина поворачивает при нулевой мощности ГОП. Такой радиус поворота может быть назван промежуточным фиксированным ($\rho_\phi = K + 1$).

В диапазоне изменения радиуса поворота, от бесконечно большого до промежуточного фиксированного, ГОП работает в тормозном режиме с передачей мощности от мотора к насосу при обратном способе регулирования. Затем, если необходимо получить радиус поворота ещё меньший, чем промежуточный фиксированный, используя гидравлический реверс ГОП, увеличивают производительность насоса, разгоняя вал мотора, который вращается теперь уже в противоположном направлении, по сравнению с тем, что было в диапазоне от радиуса равного бесконечности до промежуточного фиксированного радиуса. При максимальной угловой скорости вала мотора достигается минимальный радиус поворота, например, равный колее машины ($\rho_{\min} = 1,0$).

В диапазоне изменения радиуса поворота от промежуточного фиксированного до минимального, ГОП работает в тяговом режиме с передачей мощности от насоса к мотору; при этом осуществляется прямой способ регулирования ГОП.

Таким образом, в полном диапазоне изменения радиуса поворота, от бесконечно большого до минимального, реализуется смешанный способ регулирования ГОП: при $\infty \geq \rho \geq (\rho_\phi = K + 1)$ – обратный, а затем, при $(\rho_\phi = K + 1) \geq \rho \geq 1,0$ – прямой.

Смешанный способ регулирования позволяет использовать в повороте полный диапазон регулирования ГОП и, тем самым, уменьшить необходимую величину установочной мощности этой передачи.

При движении машины на высших передачах, с высокими скоростями, а также на скользких и слабосвязных грунтах следует, преимущественно, использовать диапазон обратного регулирования для предупреждения бокового заноса, а на низших передачах, при поворотах с малыми радиусами можно использовать полный диапазон смешанного регулирования.

Графическая интерпретация смешанного способа регулирования представлена на рис. 7.

Для выяснения уровня мощностной загрузки двигателя машины, центральной КП и установочной мощности ГОП в трансмиссии с независимым (бортовым) МП выполним скоростной, силовой и мощностной анализ трансмиссии машины, поворачивающей на первой передаче с минимальным радиусом, равным колее машины ($\rho_{\min} = 1,0$).

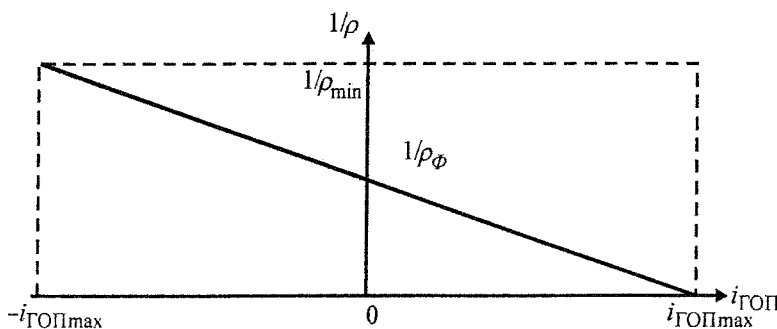


Рис. 7. Смешанный способ регулирования радиуса поворота

При выполнении скоростного анализа бортового (независимого) МП будем полагать, что безразмерная угловая скорость ведомого вала центральной КП такая же, как и в трансмиссии с дифференциальным МП, т. е. равная обратной величине кинематического диапазона КП.

При выполнении скоростного анализа бортового (независимого) МП будем полагать, что безразмерная угловая скорость ведомого вала центральной КП такая же, как и в трансмиссии с дифференциальным МП, т. е. равная обратной величине кинематического диапазона КП.

Расчет и конструирование

При выполнении скоростного и последующего силового анализа следует учесть принципиальную разницу в работе СПМ дифференциального и независимого МП, заключающуюся в том, что при прямолинейном движении машины оба СПМ дифференциального МП работают с замедляющим передаточным числом $u_{ЭВ} = (K+1)/K$, а оба СПМ независимого МП находятся в состоянии кинематической блокировки и имеют передаточное число, равное единице. Поэтому, для полной объективности сравнения рабочих параметров обоих МП, между ведомым валом центральной КП и ведомыми валами независимого (бортового) МП следует ввести согласующую зубчатую передачу с передаточным числом $(K+1)/K$.

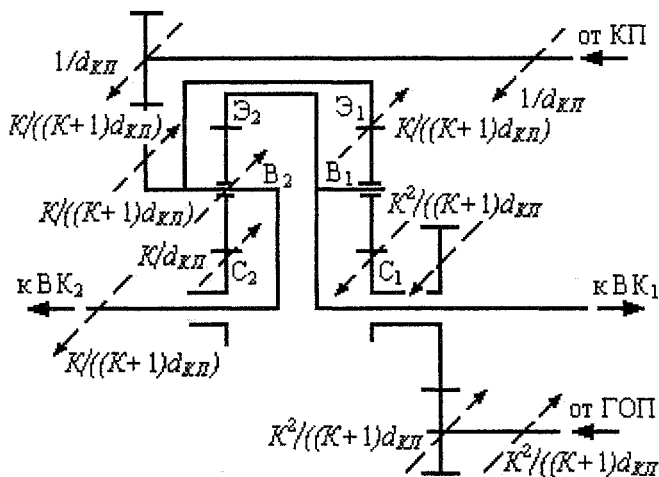


Рис. 8. Скоростной анализ бортового (независимого) механизма поворота

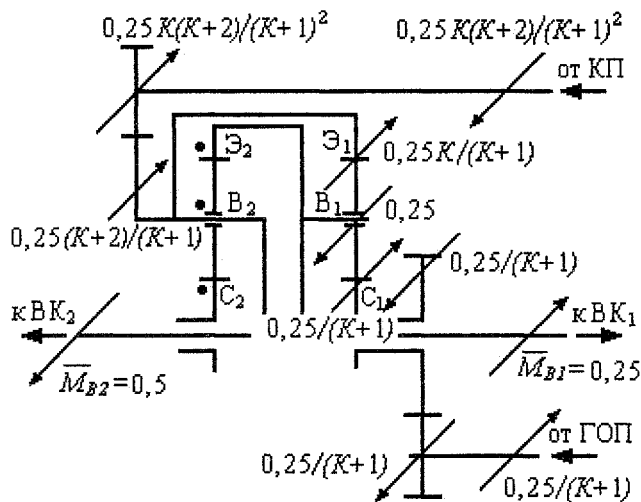


Рис. 9. Силовой анализ бортового (независимого) механизма поворота

полностью гарантирует устойчивый и управляемый поворот с любым радиусом на всех типах грунта, где поворот гусеничной машины с необходимым радиусом и без срыва в неуправляемый занос возможен в принципе.

Выполним силовой анализ независимого (бортового) МП, полагая, что крутящие моменты на основных звеньях СПМ связаны между собой теми же зависимостями, что и в дифференциальном МП. Кроме того, будем считать, что ведомые валы независимого МП нагружены точно такими же безразмерными крутящими моментами, как и в дифференциальном МП. Результаты силового анализа представлены на рис. 9.

Таким образом, примем, что $\bar{\omega}_{B2} = \bar{\omega}_{Э1} = K/((K+1)d_{кп})$. Кроме того, поскольку выполняется поворот с радиусом, равным колесу машины, $\omega_{B1} = \omega_{Э2} = 0$. Скоростной анализ бортового МП также выполняется путем совместного решения двух уравнений кинематической связи основных звеньев (солнечных, эпициклических зубчатых колес и водил) СПМ. Уравнения кинематической связи СПМ имеют тот же вид, что и для дифференциального МП.

Результаты скоростного анализа представлены на рис. 8.

Скорости поступательного движения забегающего борта, геометрического центра машины и скорость отстающего борта в безразмерном виде:

$$\begin{aligned} \bar{V}_2 &= K/((K+1)d_{кп}); \\ \bar{V}_0 &= 0,5K/((K+1)d_{кп}); \\ \bar{V}_1 &= 0. \end{aligned}$$

На рис. 8, также в безразмерном виде, показаны угловые скорости вала мотора ГОП и ведомого вала центральной КП:

$$\begin{aligned} \bar{\omega}_M &= K^2/((K+1)d_{кп}) \\ \bar{\omega}_{кп} &= 1/d_{кп}. \end{aligned}$$

Видно, что при той же угловой скорости ведомого вала центральной КП и уменьшенной в $K/(K+1)$ раз скорости вала мотора ГОП, скорости геометрического центра машины и забегающего борта снизились ровно в 2 раза, чего и следовало ожидать при замене дифференциального МП на бортовой (независимый). Это обстоятельство практически

Сравнивая рис. 4 и 9, легко заметить, что силовая нагрузка ГОП в независимом (бортовом) МП весьма существенно (ровно в три раза) снизилась: стала $0,25/(K+1)$ вместо $0,75/(K+1)$. Силовая нагрузка КП возросла с $0,25K/(K+1)$ до $0,25K(K+2)/(K+1)^2$, т. е. в $(K+2)/(K+1)$ раз, что говорит о рациональном перераспределении силовых нагрузок между ГОП и центральной КП при неизменных величинах силовых нагрузок на выходных валах МП.

Увеличение силовой нагрузки центральной КП никакой опасности не представляет, так как КП должна быть рассчитана, как минимум, на восприятие полного максимального момента двигателя, да еще и умноженного на максимальный коэффициент трансформации комплексного гидротрансформатора, установленного между двигателем и КП. К тому же, увеличение силовой нагрузки любой передачи, включая и механические КП, приближение нагрузки к номинальной, расчетной для этой передачи, как известно, увеличивает ее КПД.

Перемножив значения угловых скоростей звеньев независимого (бортового) МП (см. рис.8) на величины крутящих моментов, нагружающих эти же звенья (см. рис.9), можно построить потоки мощности в независимом (бортовом) МП (рис.10).

Итак, в результате выполненного анализа независимого (бортового) МП при повороте машины с радиусом, равным колее, получено:

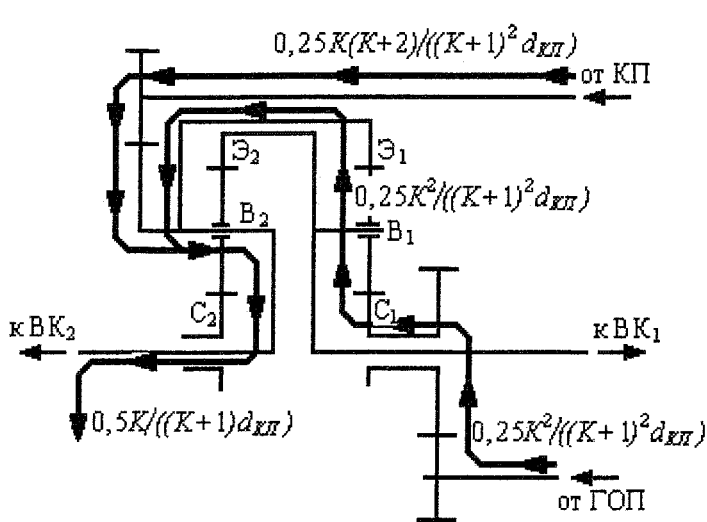


Рис. 10. Потоки мощности в бортовом (независимом) механизме поворота

$$\bar{N}_{ГОП} = 0,25 K^2 / ((K+1)^2 d_{КП}),$$

$$\bar{N}_{КП} = 0,25 K(K+2) / ((K+1)^2 d_{КП}),$$

$$\bar{N}_2 = 0,5 K / ((K+1) d_{КП}).$$

Сравнивая величины мощностей в МП двух рассматриваемых типов (см. рис.5 и 10) можно увидеть, что максимальная мощность, снимаемая с мотора ГОП, при независимом МП снижена в $3(K+1)/K$ раза, мощность, передаваемая от КП к МП увеличена в $(K+2)/(K+1)$ раз, а мощность, отводимая от МП к забегающему борту машин снижена ровно в 2 раза по сравнению с теми же мощностями дифференциального МП, при условии, что в обеих трансмиссиях кинематические ха-

рактеристики K СПМ и диапазоны $d_{КП}$ одинаковы.

Снижение необходимой установочной мощности ГОП при переходе к независимому (бортовому) способу поворота гусеничной машины весьма сильно зависит от выбранной величины кинематической характеристики K СПМ. Эпициклические планетарные механизмы с одновенцовыми и двухвенцовыми сателлитами смешанного зацепления, с приемлемыми осевыми и радиальными габаритами могут иметь величину в диапазоне $K \approx 1,0 \dots 10,0$.

Покажем (см. таблицу) влияние величины кинематической характеристики K СПМ на степень снижения необходимой установочной мощности ГОП в независимом МП.

Влияние кинематической характеристики СПМ независимого механизма поворота на степень снижения установочной мощности ГОП в трансмиссии с центральной КП

Кинематическая характеристика K СПМ	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	10,0
Степень снижения установочной мощности ГОП в $3(K+1)/K$ раз	6,0	4,5	4,0	3,75	3,6	3,5	3,43	3,375	3,3

Расчет и конструирование

Из таблицы видно, что наибольший выигрыш по снижению необходимой установочной мощности ГОП можно получить, используя СПМ с минимальными значениями их кинематических характеристик.

Однако при назначении величины кинематической характеристики K СПМ следует учитывать, что она должна быть не меньше величины кинематического диапазона $d_{кп}$ центральной КП, если трансмиссия не содержит полнопоточной комплексной гидродинамической передачи или содержит ее, но привод насоса ГОП осуществляется от ведомого турбинного колеса гидродинамической передачи, как это сделано, например в трансмиссии основного танка США М-1 «Абрамс». Если же трансмиссия снабжена гидродинамической передачей и привод насоса ГОП осуществляется от ведущего насосного колеса гидродинамической передачи, как это делается в трансмиссиях подавляющего большинства зарубежных и отечественных гусеничных машин с бесступенчатыми МП, то кинематическую характеристику СПМ можно назначить, исходя из выражения $K = d_{кп} i_{гдп}$, где $i_{гдп}$ – передаточное отношение разблокированной гидродинамической передачи, равное отношению величин угловых скоростей её турбинного и насосного колес, например, на режиме трансформации передаваемого момента при максимальном КПД гидродинамической передачи. Если же в дополнительном приводе от мотора ГОП до солнечных колес СПМ установить дополнительную синхронизирующую КП с точно таким же набором передаточных чисел, как и в основной центральной КП, то можно выбирать величину кинематической характеристики K СПМ, не увязывая ее с величиной диапазона $d_{кп}$, а исходя из каких-либо других достаточно веских соображений.

Таким образом, применение предложенного [7, 11] бесступенчатого МП независимого (бортового) типа позволит, с учетом рекомендаций [8], применить в бесступенчатых МП разрабатываемых и модернизируемых основных боевых танков массой порядка 60 т ГОП с установочной мощностью 180...250 кВт (вместо 750...900 кВт), а для машин легкой и промежуточной по массе категорий – 50...90 кВт (вместо 180...300 кВт).

Выводы

1. Применение в трансмиссиях перспективных быстроходных гусеничных машин с центральными КП вместо известного дифференциального МП бесступенчатого МП независимого (бортового) типа [7, 11] позволит уменьшить необходимую для обеспечения высоких показателей поворотливости машины установочную мощность ГОП, как минимум, в 3–4 раза. Это позволит при разработке новых и модернизации существующих образцов бронетанковой техники применить для бесступенчатых МП гораздо более малогабаритные и дешевые ГОП. Кроме того, уменьшение установочной мощности ГОП в МП приведет к весьма существенному уменьшению потерь мощности в ГОП при поворотах машины, а значит, и к снижению тепловыделения в моторно-трансмиссионной установке машины.

2. Элементы дополнительного привода от ГОП к СПМ вместе с самими СПМ образуют достаточно совершенный резервный (дополнительный, аварийный) зубчато-фрикционный МП типа двухступенчатого планетарного, который может использоваться при выходе ГОП из строя или при ее отключении с целью сохранения ресурса при движении машины в несложных дорожных условиях. Кроме того, фрикционные управляющие элементы дополнительного привода позволяют защищать ГОП от динамических перегрузок в переходных процессах управления поворотом машины, тем самым, позволяя повысить точность управления машиной и увеличить рабочий ресурс ГОП.

3. Бесступенчатый МП независимого (бортового) типа позволяет применить в трансмиссии центральную КП, работающую без разрыва потока мощности при переключениях передач [12–15], и обеспечить возможность торможения машины двигателем путем передачи тормозной мощности от движителя к двигателю через СПМ и ГОП. При таком способе торможения машины двигателем значительная часть тормозной мощности утилизируется внутри самой ГОП в виде внутренних потерь и, кроме того, имеется возможность за счет регулирования производительности насоса ГОП выводить двигатель машины на максимально допустимый скоростной режим с целью увеличения эффективности торможения.

4. Бесступенчатый МП независимого (бортового) типа позволяет обеспечить вращение машины на месте в любом направлении и на любое число оборотов с радиусом поворота, равным половине колеи машины, с передачей мощности от двигателя к движителю через центральную КП и СПМ с нулевой мощностью загрузкой ГОП путем применения дополнительной простейшей управляемой зубчатой передачи с передаточным числом, равным минус единице, связывающей между собой солнечные зубчатые колеса СПМ [16, 17].

Литература

1. Военные гусеничные машины: Учебник / В 4-х т. Т. 1. Устройство. Кн. 2. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1990. – 336 с.
2. Конструкция и расчет танков и БМП / В.А. Чобиток и др. – М.: Изд-во МО СССР, 1984. – 375 с.
3. Основные боевые танки / Б.А. Курков и др.; Под ред. Б.С. Сафонова и В.И. Мураховского. – М.: Арсенал-Пресс, 1993. – 192 с.
4. Трансмиссии некоторых зарубежных ВГМ легкой весовой категории. / Зарубежная военная техника. Серия III. Бронетанковая техника и вооружение. Вып.11, сентябрь 1979. – С. 21–37.
5. Васильченко В.Ф. Военные гусеничные машины. Учебник. В двух частях. Часть I. Трансмиссия и приводы управления. Часть II. Ходовая часть, системы управления, жизнеобеспечения и коллективной защиты. – Рыбинск: Изд. ОАО «РДП». Рязань: ВАИ, 1998. – 560 с. (Ч. I); 448 с. (Ч. II).
6. Гидроприводы органов поворота транспортных средств. Патентный обзор, часть I. – М.: Госкомитет СССР по делам изобретений и открытий, 1979. 259 с. (Патент ФРГ № 1.480.725, авторское свидетельство СССР № 450.735 и др.).
7. Филичкин Н.В. Гидромеханическая трансмиссия гусеничной машины с гидрообъемной передачей пониженной мощности в механизме поворота // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2003. – Выпуск 3. – № 1(17). – С. 94–104.
8. Hydrostatic transmission for steering high speed military track laying fighting vehicles / Bagget F.W. «Int. Conf. Integr. Engine Transmiss. Syst., Bath, 89 July, 1986». London, 1986. – P. 163–176.
9. Бурцев С.Е. Основы применения гидрообъемных вариаторов в танковых трансмиссиях – Киев: Изд. Киевского высшего танкового инженерного училища им. И.И. Якубовского, 1983. – 225 с.
10. Филичкин Н.В. Анализ планетарных коробок передач транспортных и тяговых машин. Учебное пособие. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2005. – 176 с.
11. Патент РФ № 2.233.760 на изобретение «Бесступенчатый механизм поворота быстроходной гусеничной машины» / Н.В. Филичкин Приоритет 31.03.2003. Рег. 10.08 2004. Бюл. № 22.
12. Филичкин Н.В. Планетарные коробки передач с переключением передач без разрыва потока мощности // Конструирование и эксплуатация наземных транспортных машин: Сборник трудов. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2002. – С. 27–31.
13. Филичкин Н.В. Планетарная коробка передач, работающая без разрывов потока мощности // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2003. – Выпуск 3. – № 1(17). – С. 83–93.
14. Филичкин Н.В., Пермяков В.А. Коробки передач самоходных машин, работающие без разрывов потока мощности при переключениях передач // Многоцелевые гусеничные и колесные машины: актуальные проблемы теории и практики, научная работа и образование: Сборник трудов Международной научно-технической конференции, посвященной 100-летию со дня рождения Н.Л. Духова. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2005. – С. 125–140
15. Патент РФ № 2.207.459 на изобретение «Планетарная коробка передач транспортного средства» / Н.В. Филичкин, В.Н. Тимонин Приоритет 18.03.2003. Рег.27.07 2003. Бюл. № 18.
16. Патент РФ № 31.225 на полезную модель «Механизм поворота транспортного средства» / Н.В. Филичкин, В.Н. Тимонин Приоритет 29.08.2001. Рег.27.06 2003. Бюл. № 21.
17. Патент РФ № 2.261.189 на изобретение «Механизм поворота транспортного средства (варианты)» / Н.В. Филичкин, В.С. Березин, В.Н. Тимонин, В.А. Пермяков Приоритет 9.03.2004. Рег.27.09 2005. Бюл. № 27.

Контроль и испытания

УДК 519.7(07)

КОНТРОЛЬНО-ДИАГНОСТИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ КОНТРОЛЯ ПОВРЕЖДЕНИЙ И СОСТОЯНИЯ ИЗОЛЯЦИИ ТРУБОПРОВОДОВ

К.В. Федяев

Описан контрольно-диагностический комплекс, базирующийся на не имеющем аналогов способе текущего контроля состояния изоляции и управления защитой от коррозии. На основе экспериментальных исследований образцов с изоляцией с внедренной металлотканью разработаны математические модели. Система нелинейных уравнений с помощью помехозащищенных алгоритмов фильтрации позволяет определять место и характер повреждения при наличии случайных помех. Программное обеспечение и лабораторный вариант комплекса являются прототипом контрольно-диагностического комплекса текущего контроля состояния изоляции и управления защитой от коррозии металлоконструкции, в частности конструкций из труб.

Одной из основных причин отказа и потери работоспособности металлоконструкция является коррозия. Поэтому так важен способ текущего контроля состояния изоляции и управления защитой от коррозии металлоконструкции. Один из возможных путей решения этой задачи - использование в составе изоляции металлоткани, с одной стороны, обладающей хорошими защитными свойствами, с другой стороны, применяемой как канал для передачи сигналов для датчика определяющего местоположение и характер повреждения.

Подземные металлические трубопроводы являются наиболее металлоемкими конструкциями, морально устаревшими длительное время. В связи с большой актуальностью своевременного предупреждения и определения мест возможных повреждений газопроводов необходим способ, позволяющий проводить раннее диагностирование наиболее важных участков магистралей в тяжелых эксплуатационных условиях, невзирая на труднодоступность и протяженность газопроводов. После изучения известных на данное время методов защиты и диагностирования состояния изоляции трубопроводов был предложен новый способ текущего контроля состояния изоляции и управления защитой от коррозии газопроводов, позволяющий осуществить раннее обнаружение изменений характеристик изоляции, увеличение срока службы газопроводов, совершенствование защиты газопроводов путем эффективного управления катодной защитой.

Эти цели достигаются тем, что внутрь изоляции трубы с расположенной поверх нее металлической сеткой, используемой в качестве анода, помещается дополнительный контрольно-управляющий электрод, выполненный из металлизированной синтетической ткани-сетки [1]. К контрольно-управляющему электроду подключают встречно один или два источника напряжений с обоих концов контролируемого участка газопровода и измеряют одновременно их токи, по которым судят о текущем состоянии и изменениях в изоляции и внешней поверхности трубы. При изменении защитного потенциала на металлоконструкции на контрольно-управляющий электрод подают напряжение, обеспечивающее стабильную работу катодной защиты.

Для исследования характеристик трубы с изоляцией на основе металлоткани были изготовлены пять образцов покрытия (металлическая пластина с токопроводящей тканью и слоями защитной изоляции), из них два образца уже имели повреждения (металлоткань замкнутая на трубу). Образцы были исследованы в лаборатории кафедры «Системы управления» ЮУрГУ.

Поверх трубы находится слой защитной изоляции, в середине которой намотан слой токопроводящей ткани. При исследованиях была получена средняя удельная емкость в $1,7 \text{ пФ/см}^2$. Аналогично было определено удельное сопротивление металлоткани $r=0,6 \text{ Ом/см}^2$.

На основании исследований были предложены схемы замещения на постоянном и переменном токе. В случае подключения к контролируемому участку трубы источников переменного

тока, возможности системы значительно расширяются. При этом путем расчета схемы замещения на переменном токе для распределенных комплексных сопротивлений можно определить все возможные повреждения (отслоения изоляции, коррозию трубы на начальной стадии и т.д.). Были определены параметры газопровода с комбинированной изоляцией на 1 погонный метр и на 1 километр трубы.

Найдем коэффициент распространения s и волновое сопротивление Z_{θ} элементарного участка газопровода:

$$s = \sqrt{(r + j \cdot \omega \cdot L)(q + j \cdot \omega \cdot c)} = \alpha + j \cdot \beta,$$

$$Z_{\theta} = \sqrt{\frac{r + j \cdot \omega \cdot L}{q + j \cdot \omega \cdot c}} = \gamma + j \cdot \mu,$$

где ω — частота источников переменного напряжения; r — распределенное активное сопротивление погонного метра газопровода, L — распределенная индуктивность погонного метра газопровода; q — распределенная проводимость изоляции погонного метра газопровода; c — распределенная емкость погонного метра газопровода.

В случае замыкания металлочки на трубу при повреждении или в случае полного разрыва газопровода волновое сопротивление резко изменится, что позволяет по полученным значениям определить местоположение повреждения. Для уточнения местонахождения повреждения предлагается, изменяя частоту, на осциллографе получить характерную кривую при совпадении частоты с одной четвертой расстояния до повреждения.

Рассмотрим вариант схемы замещения газопровода, как линии с распределенными параметрами, при наличии повреждения. Получим систему уравнений, которая будет описывать зависимость напряжений и токов на распределенной линии от расстояния x до поврежденного участка изоляции и сопротивления повреждения Z_n :

$$\begin{cases} Z_n = Z_n(U_1, U_2, \omega, I_1, I_2, \varphi, \phi); \\ x = x(U_1, U_2, \omega, I_1, I_2, \varphi, \phi), \end{cases}$$

где φ, ϕ — углы сдвига между током и напряжением с разных сторон контролируемого участка.

При реальном моделировании газопровода и системы датчиков на нем невозможно обойтись без учета помех, возникающих из-за различных, непредсказуемых причин (блуждающие токи в земле, неоднородность намотки изоляции и т. д.). Поэтому, используя накопленные на кафедре «Системы управления» ЮУрГУ результаты исследований и практический опыт, методами нелинейной фильтрации были получены помехозащищенные алгоритмы, позволяющие однозначно определять место и характер повреждения газопровода при наличии случайных помех.

Так как исследования на самом газопроводе трудны и дорогостоящи, то для отработки диагностического комплекса и его узлов, уточнения математических моделей трубы создан экспериментальный макет контрольно-диагностического комплекса для трубы с изоляцией на основе металлочки, структурная схема которого показана на рисунке. На данном макете исследованы процессы возникновения различных повреждений газопровода, искусственно создаваемых на макете, и набран статистический материал по типовым повреждениям с учетом механических, климатических, химических факторов.



Структурная схема макета комплекса

Для наглядной демонстрации функционирования системы диагностики создан демонстрационный вариант контрольно-диагностического комплекса, который состоит из модели трубопровода и программы, которая показывает принцип работы системы [2, 3]. Модель трубопровода представляет собой электронный блок, подключаемый к параллельному интерфейсу ПЭВМ. На переднюю панель блока выведен регулятор, положение которого задает местонахождение дефекта изоляции от начала трубы.

На основании разработанных нелинейных помехозащищенных алгоритмов, полученной таблицы контролируемых и измеряемых параметров и данных, полученных при макетировании комплекса, был создан контрольно-диагностический комплекс для диагностики газопроводов.

Контрольно-диагностический комплекс для диагностики и предупреждения аварийных ситуаций реализуется в виде программно-аппаратного комплекса, состоящего из диагностирующей сетки, обмотанной вокруг трубы, с подключенными к ней источниками переменного напряжения с возможностью регулировки частоты и формы выходного напряжения; датчиков, снимающих электрические показатели с концов линии и подключенным к ним АЦП, сопряженными с ЭВМ типа IBM PC. Программная часть комплекса состоит из программы, снимающей показания с датчиков в режиме циклического опроса, анализирующей её на наличие повреждений и выводящей информацию на монитор оператора.

Литература

1. Пат. 2157424 RU, C23F 13/02. Система катодной защиты и диагностики трубопровода [Текст] / К.В. Федяев, В.С. Жабреев, В.Л. Федяев, М.М. Рябов: – 2000102434/02; заявл. 31.01.2000; опубл. 10.10.2000, Бюл. № 28. – 21 с.

2. Система мониторинга и раннего обнаружения повреждения трубопровода и его изоляции при транспортировке газа подземными средствами / К.В. Федяев, В.С. Жабреев, В.Л. Федяев, В.Э. Вейгандт: В 2 томах // Труды международного форума по проблемам науки, техники и оборудования. М.: 2000. – Т 2. – 100 с.

3. Федяев К.В. Контрольно-диагностическая система для ответственных участков газопроводов (при пересечении дорожного полотна) на основе современных интеллектуальных технологий // Сборник научных работ преподавателей ЧИПС / филиал УрГУПС. – Челябинск, 2004. – 243 с.

ФОРМОИЗМЕНЕНИЕ МЕТАЛЛА ПРИ НЕПРЕРЫВНОМ РАВНОКАНАЛЬНОМ УГЛОВОМ ПРЕССОВАНИИ

А.Е. Экк, М.Ю. Семашко, В.Г. Шеркунов

Проведено моделирование процесса непрерывного прессования «Конформ». Показаны области распределения напряжений и деформаций по объему заготовки.

В основе способа непрерывного прессования «Конформ» лежит использование активных сил трения. На рис. 1 изображена схема процесса непрерывного прессования «Конформ». Устройство состоит из движущегося контейнера (колеса) и неподвижного инструмента (называемого башмаком), который вместе с колесом создает закрытый калибр. Заготовка задается в зазор между башмаком и колесом, силами трения втягивается в зону перед матрицей, где подвергается интенсивному пластическому деформированию. По мере поворота колеса давление перед матрицей увеличивается и за счет этого заготовка прессуется через матрицу [1].

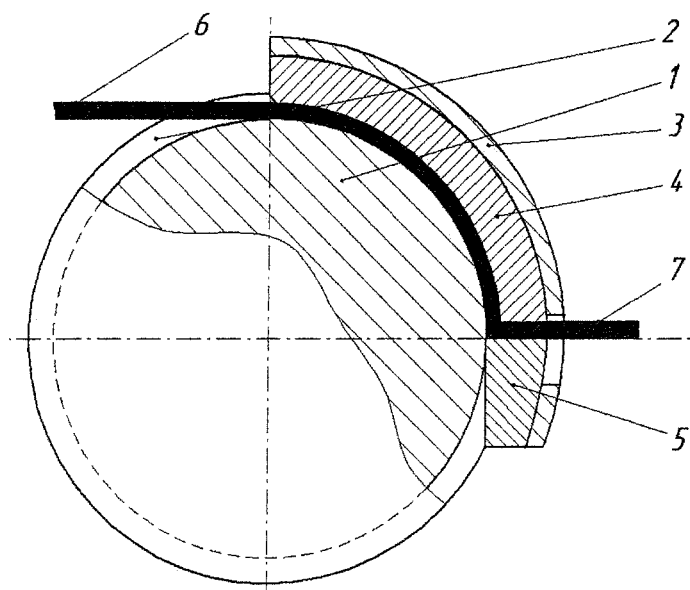


Рис. 1. Схема процесса непрерывного прессования «Конформ»: 1 – рабочее колесо; 2 – П-образная канавка; 3 – башмак; 4 – кольцевая вставка; 5 – упор; 6 – заготовка; 7 – изделие

Так как процесс является малоизученным, при моделировании процесса непрерывного равноканального прессования «Конформ» ставится задача получение информации о реальном течении материала и распределении деформации по объему заготовки.

Процесс прослежен на примере прессования заготовки поперечного сечения 12×12 мм. Установка имеет следующие геометрические данные: радиус колеса $R=200$ мм, угол обхвата колеса заготовкой $\phi_k=75^\circ$, угол обхвата колеса башмаком $\phi_b=75^\circ$. Размеры канала образованного П-образной канавкой колеса и башмаком 12×12 мм. Коэффициент трения на всех стенках канала одинаковый $f=0,1$. Угловая скорость колеса $\omega_k=0,15$ рад/с.

Наибольшая деформация происходит в конце прессового канала перед упором, а в верхней части канала присутствуют упругие деформации, по этому на рис. 2 показана только интересующая часть исходной заготовки с нанесенной сеткой конечных элементов.

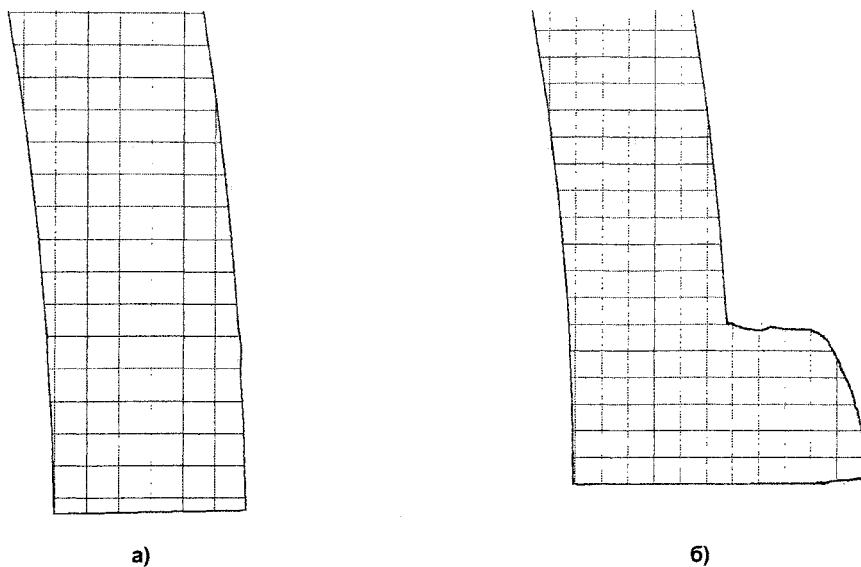


Рис. 2. Положение части заготовки с нанесенной сеткой:
а) перед началом прессования;
б) перестроенная сетка

На рис. 3 показан эскиз заготовки перед началом прессования. На рис. 4–6 представлены следующие стадии, соответствующие 3, 7 и 11 шагу моделирования процесса относительно исходного положения. Процесс имеет сходство с осадкой с односторонним боковым течением. Боковая кромка изгибается к внутреннему углу пересечения каналов прессования.

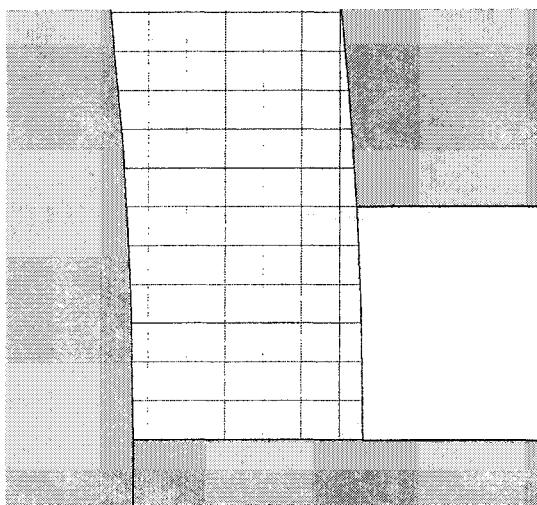


Рис. 3. Положение заготовки перед началом прессования

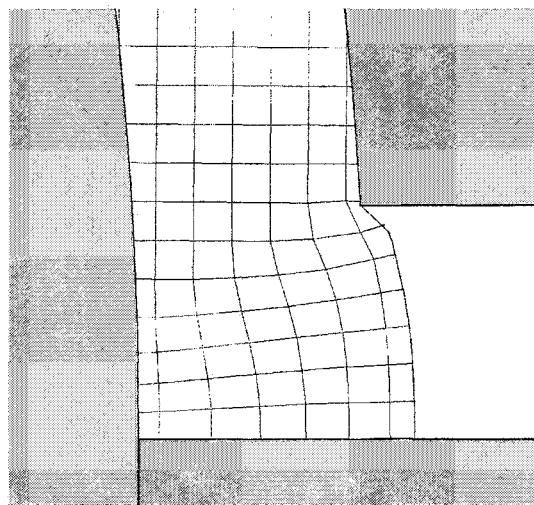


Рис. 4. Положение заготовки на 3-м шаге моделирования

На рис. 7 изображены области поперечных ϵ_x и высотных ϵ_y деформаций, соответствующие положению заготовки на 7 шаге моделирования. Поскольку пластические деформации велики, соотношение между этими компонентами деформации практически подчиняются условию постоянства объема. Максимальный уровень деформации ϵ_x и ϵ_y наблюдается в районе линии, соединяющей угловые точки канала. В остальной части канала пластические деформации практически отсутствуют. В вертикальной части канала имеют место упругие деформации, обусловленные всесторонним почти равномерным сжатием; нижний треугольник в горизонтальной части канала перемещается как единое целое без заметных искажений исходной сетки конечных элементов (см. рис. 4–6).

Дальнейшее прослеживание процесса потребовало перестроения искаженной сетки конечных элементов (с сохранением истории нагружения и деформирования). Новая сетка представлена на рис. 2, б. Анализ течения металла продолжен на перестроенной сетке конечных элементов.

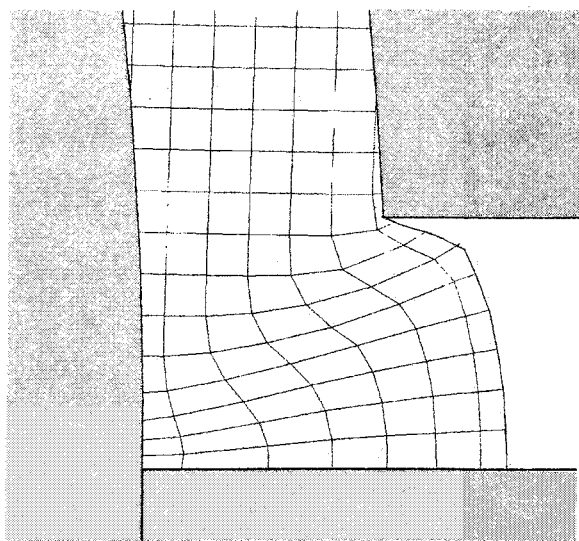


Рис. 5. Положение заготовки на 7-м шаге моделирования

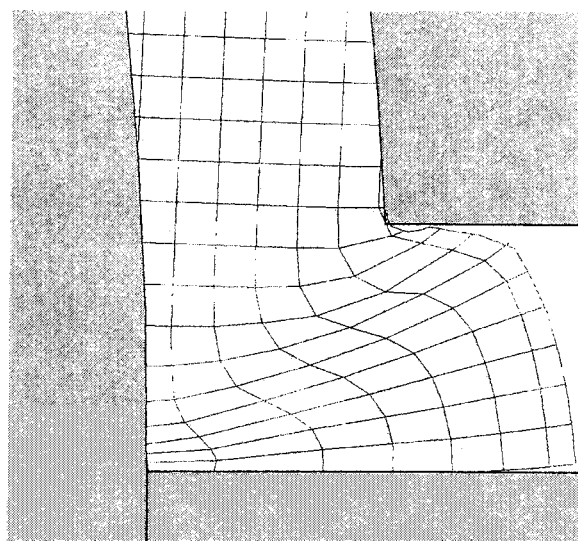
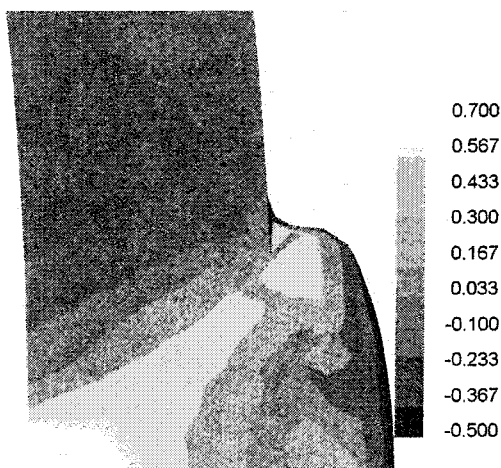
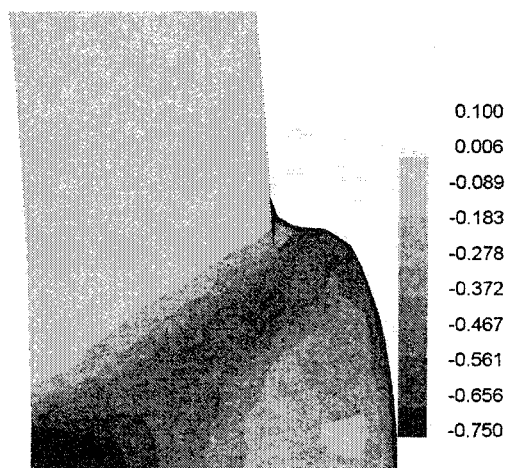


Рис. 6. Положение заготовки на 11-м шаге моделирования



а)



б)

Рис. 7. Области деформаций на 7-м шаге моделирования:
а) поперечные деформации;
б) высотные деформации

На рис. 8 и 9 показаны продеформированные сетки конечных элементов для двух стадий процесса, рассчитанных на сетке, изображенной на рис. 2, б. Характер формоизменения повторяет закономерности, показанные на рис. 4–6. Конечные элементы вытягиваются вдоль линии, соединяющей угловые точки канала и разделяющей вертикальный и горизонтальный потоки. Области высокой интенсивности деформации постепенно распространяются на горизонтальный участок канала. Основной вклад в интенсивность деформации вносят деформации удлинения и укорочения.

На рис. 10 представлены инвариантные характеристики напряженного состояния: среднее, или гидростатическое напряжение σ_0 и интенсивность напряжений σ_1 . Области высоких средних сжимающих напряжений находятся в вертикальной части канала; в горизонтальной части канала у свободной поверхности гидростатические напряжения растягивающие. Область интенсивностей напряжений, равных пределу текучести, (область пластических деформаций) сосредоточена на стыке вертикальной и горизонтальной частей канала.

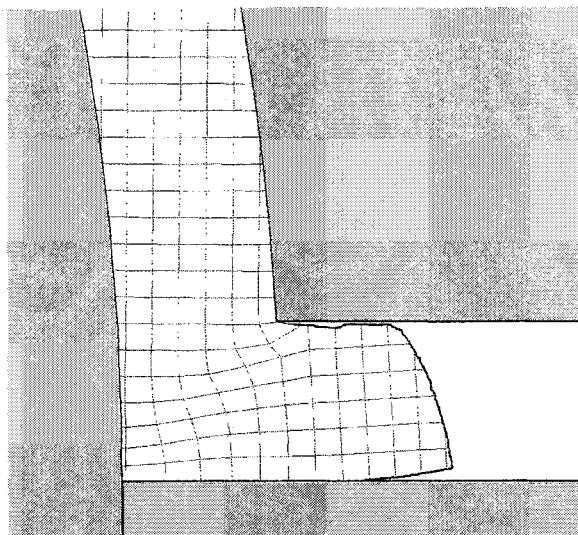


Рис. 8. Положение заготовки в канале на 16-м шаге моделирования

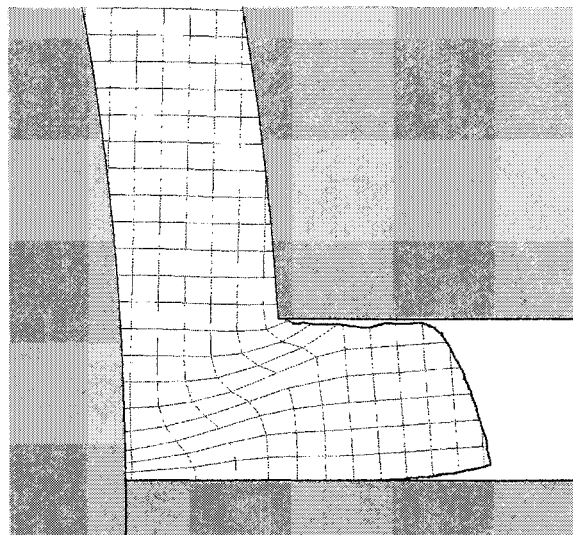


Рис. 9. Положение заготовки в канале на 20-м шаге моделирования

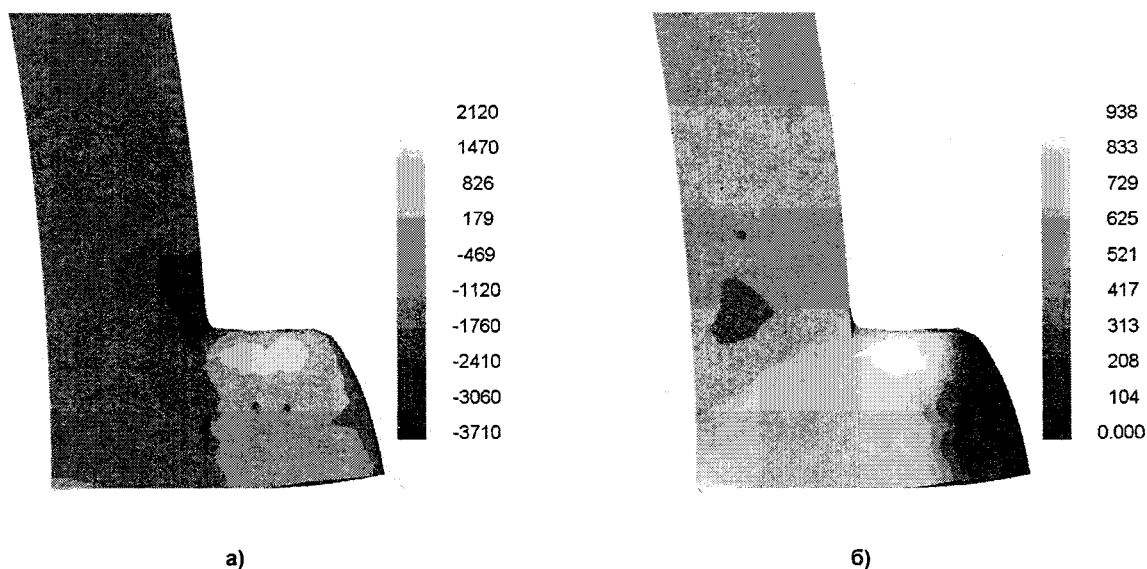


Рис. 10. Области уровней напряжений:
а) гидростатического напряжения σ_0 ;
б) интенсивности напряжения σ_1

При положении заготовки, показанном на рис. 9, протяженность заполненного металлом горизонтального участка канала оказывается соизмеримой с шириной канала. Величины продольной ϵ_y и поперечной ϵ_x деформации достигают предельного значения – около 150 %, величина накопленной интенсивности деформации – 200 % (рис. 11 и 12). Начинается установившийся процесс прессования. Новые порции металла, поступающие из верхней части канала, вынуждают продеформированный металл смещаться как единое целое вдоль канала в горизонтальном направлении, в угловой области канала они получают те же значения величин деформации и уходят в открытую часть канала.

Продеформированный металл, перемещающийся в горизонтальной части канала как единое целое, имеет накопленную интенсивность деформации около 110 %, не считая нижнего слоя, прошедшего через угол канала, где деформация достигает 200 % и больше. Полученные значения совпадают с данными, полученными в работе [2] для равноканального углового прессования заготовки шириной 16 мм.

Из рис. 6 и 9 следует, что угол наклона сетки после прохождения деформированным металлом угла пересечения каналов равен 26...27°, эти значения совпадают с данными работы

В.М. Сегала для равно-канального углового прессования с пересечением углов 90° [2]. Величина интенсивности деформации $\epsilon_i = 1,1$, что соответствует интенсивности сдвиговых деформаций $\Gamma = \epsilon_i \sqrt{3} = 1,9$ и совпадает с данными, рассчитанными В.М. Сегалом для равноканального углового прессования.

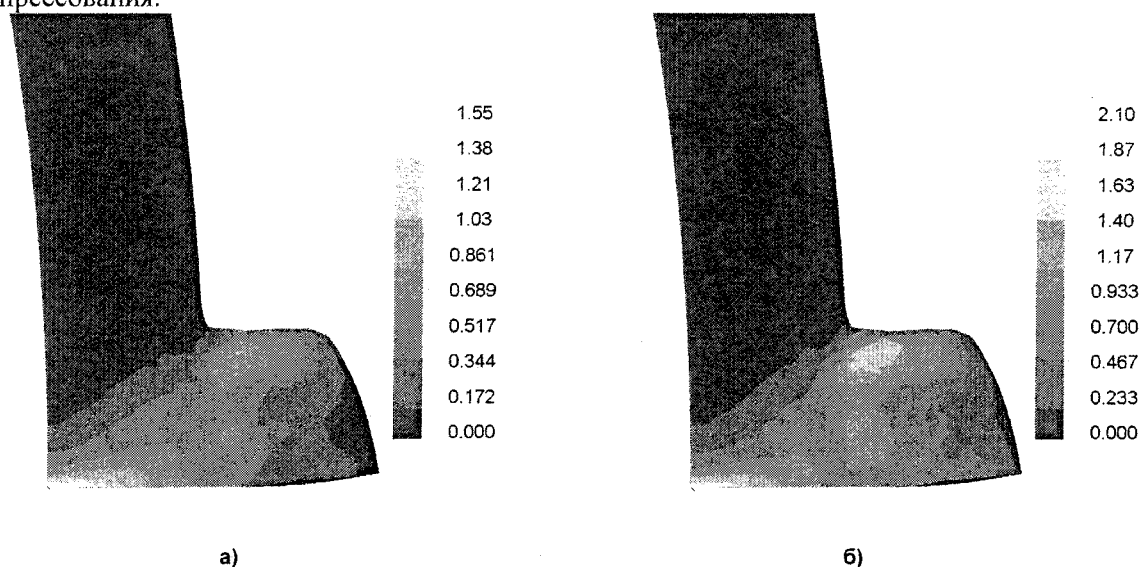


Рис. 11. Области уровней деформаций на 20-м шаге моделирования:
а) поперечной деформации ϵ_x ;
б) накопленной интенсивности деформаций ϵ_i

В ходе исследования процесса непрерывного прессования «Конформ» было доказано его сходство с процессом равноканального углового прессования. Поэтому допустимо сделать вывод о том, что непрерывное прессование «Конформ», можно использовать для получения длинномерных изделий с мелкодисперсной структурой, обеспечивающей повышенный уровень прочности при достаточно высоком уровне пластичности.

Литература

1. Непрерывное прессование со сваркой алюминиевых сплавов. Корнилов В.Н. – Красноярск: Изд-во педагогического института, 1993. – 216 с.
2. Сегал В.М., Резников В.И., Копылов В.И. Процессы пластического структурообразования металлов. – Минск: Наука и техника, 1994.

ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ПОКОВОК ФЛАНЦЕВ НА ОСНОВЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ СХЕМЫ ДЕФОРМАЦИИ

А.В. Плаксин, Б.Г. Каплунов

Предложена и опробована новая схема деформации методом прошивка–раздача–выдавливание/вытяжка–калибровка в технологии штамповки фланцев воротниковых. На основе анализа результатов компьютерного моделирования и физических экспериментов установлен критерий качества поковок и рекомендована область применения схемы.

Ресурсоэкономная технология штамповки поковок мелких и средних фланцев воротниковых по ГОСТ 12821-80, освоенная на ОАО «Курганмашзавод» [1], обеспечивает снижение трудоемкости мехобработки на 20...25% и расхода металла на 15...20%. Указанный эффект достигается путем формообразования в поковке чистового проходного отверстия при использовании металла внутреннего штамповочного уклона. Предварительная поковка с наметкой отверстия, получаемая в открытом штампе на молоте или прессе, имеет полностью оформленный фланец и воротниковую часть промежуточного размера. Высота последней выполняется заниженной с целью последующего оформления воротника за счет части объема уклона наметки. Окончательная поковка формируется в последовательном штампе на обрезном прессе. Здесь первоначально обрезается облой. Затем, на второй позиции штампа, происходит дооформление воротниковой части поковки, завершающееся прошивкой и калибровкой отверстия без штамповочного уклона и припуска на мехобработку. Данная технология штамповки получила название ПРВК, соответственно схеме деформации на доделочной операции: прошивка – раздача – выдавливание/вытяжка – калибровка (рис. 1).

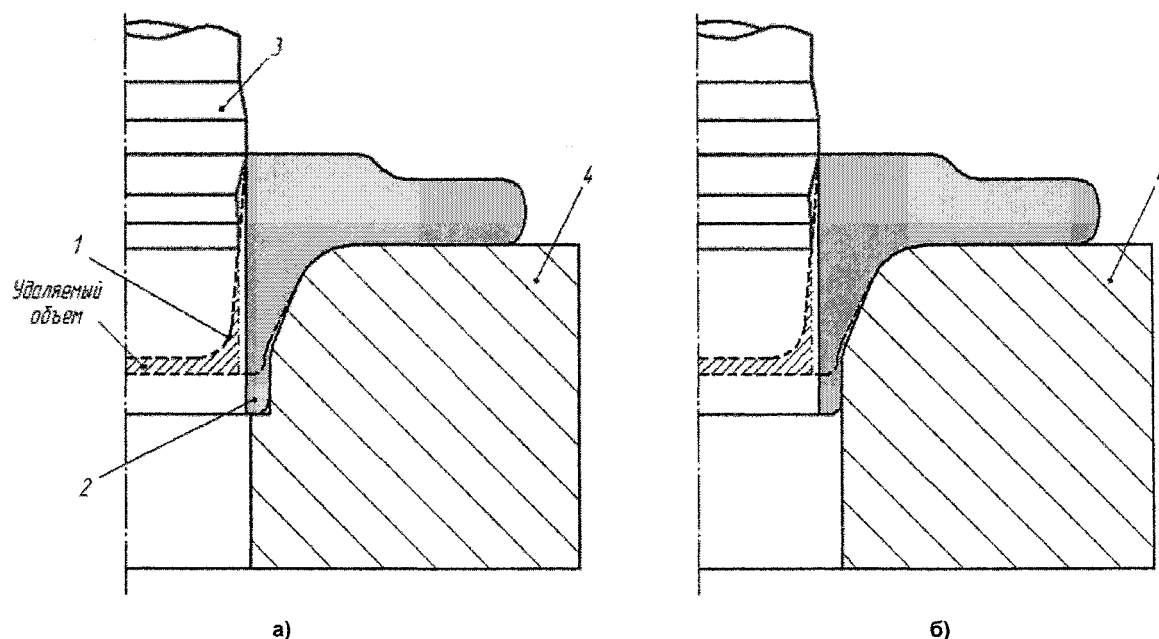


Рис. 1. Схема деформации прошивка–раздача–выдавливание/вытяжка–калибровка (ПРВК): а – с закрытой прошивной матрицей; б – с открытой прошивной матрицей; 1 – контур предварительной поковки; 2 – окончательная поковка; 3 – пуансон комбинированный; 4 – матрица прошивная

Внедрению технологии ПРВК способствовало предварительное исследование напряженно-деформированного состояния (НДС) и формоизменения, что позволило согласовать предварительный и окончательный переходы ПРВК. Для этого использовалась программная система расчета горячих пластических деформаций РАПИД-2D [2]. Достоверность результатов компьютерного моделирования и разработанного принципа проектирования новых переходов штамповки фланцев проверена лабораторными экспериментами и производственными опробованиями [3].



Рис. 2. Поковка фланца воротникового Р_у16D_у80, изготовленная по серийной технологии ПРВК

тянутый торцовый заусенец (рис. 2). С увеличением износа заусенец развивается, снижая качество поволок и стойкость пуансона, усложняя последующую механическую обработку поволок фланцев.

С целью устранения выявленного недостатка и повышения надежности технологии проведены дальнейшие исследования окончательного перехода штамповки. Эксперименты авторов по моделированию ПРВК на свинцовых образцах поковки Р_у16D_у50 показали, что отделение перемычки происходит до момента контакта металла с рабочей кромкой прошивной матрицы (рис. 3). В этом случае кромка не участвует в разделении (см. рис. 3, а), а только формирует окончательную высоту воротника (см. рис. 3, б). Основываясь на данных эксперимента, было предложено осуществлять ПРВК в прошивной матрице без рабочей кромки (см. рис. 1, б). Принцип согласования переходов по геометрии и объему при этом сохраняется прежним. По данной схеме горловина воротника окончательно оформляется за счет выдавливания металла калибрующим пояском пуансона в открытую полость. Возможный избыток объема в стенке предварительной поковки будет компенсироваться за счет высоты воротника. Результаты лабораторного эксперимента (рис. 4) подтвердили возможность минимизации торцового заусенца при использовании открытой схемы деформации взамен закрытой с обеспечением необходимой высоты горловины. Одновременно упрощается конструкция прошивной матрицы.

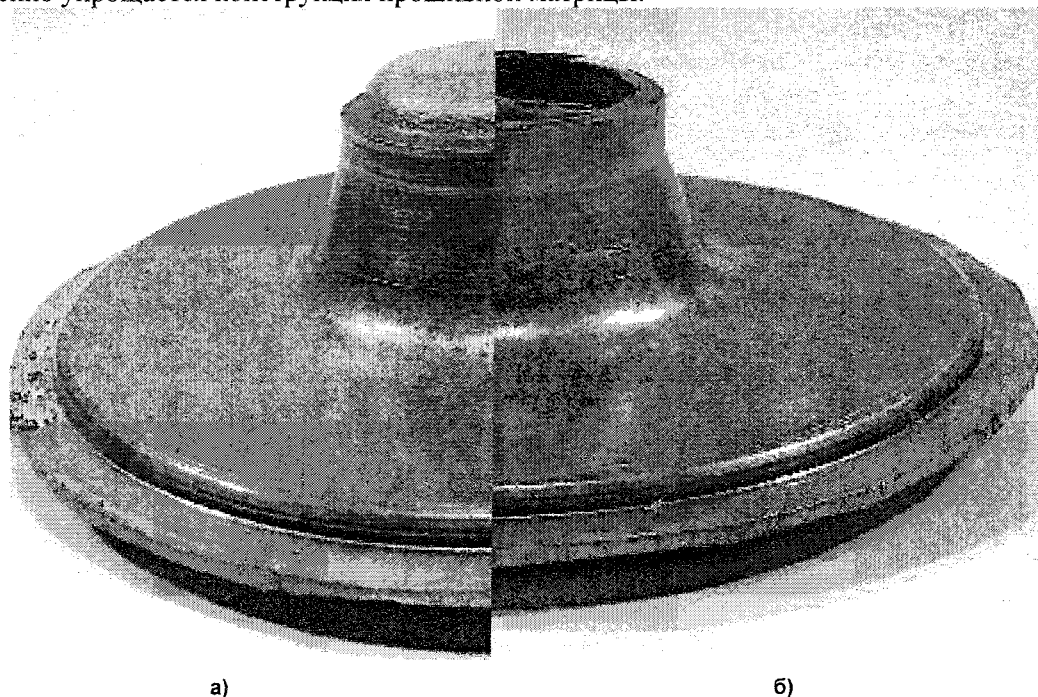


Рис. 3. Свинцовые образцы поволок фланца на заключительных стадиях ПРВК: а – начало разделения; б – оформление торца воротника

Предложенная схема штамповки потребовала проверки на качество реализации для всей номенклатуры поковок фланцев, охватываемых технологией. При этом под качеством понимается отделение перемычки без разрушения стенки горловины. Из опыта проектирования переходов штамповки для ряда типоразмеров фланцев воротниковых установлено, что высота горловины на предварительной поковке изменяется от развитой до полностью вырожденной. В первом случае, окончательное оформление горловины происходит преимущественно вытяжкой, во втором – выдавливанием. Вытяжка горловины в матрице без рабочей кромки (см. рис. 1, б) ведет к утонению стенки и создает условия для ее разрушения.

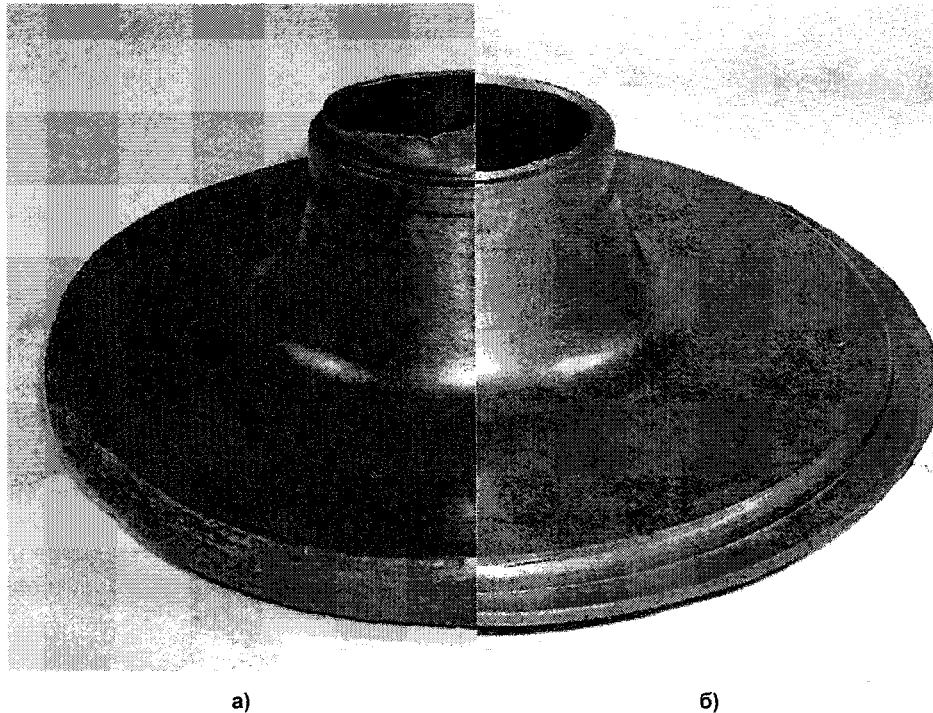


Рис. 4. Свинцовые образцы окончательных поковок фланца: а – отштампованных по закрытой схеме ПРВК; б – отштампованных по открытой схеме ПРВК

Выполнить математическое моделирование деформаций с оценкой возможности разрушения в системе РАПИД-2D невозможно, поскольку система не имеет функции разделения сетки конечных элементов по соответствующему условию. Критерии разрушения в других САЕ системах ненадежны для горячих процессов, используемых при обработке металлов давлением, и требуют наличия опытных данных. Спрогнозировать характер разделения на качественном уровне возможно путем анализа расчетных характеристик НДС с привлечением основных положений теории разрушения.

Согласно работе [4], момент разрушения наступает при использовании ресурса пластичности металла к моменту времени t . Степень использования запаса пластичности для процесса горячей деформации ψ , определяется выражением

$$\psi = \int_0^t \frac{H(\tau)}{\Lambda_p[k(\tau), \mu_\sigma(\tau), H(\tau), \Theta]} d\tau,$$

где H – интенсивность скоростей деформаций сдвига; Λ_p – показатель пластичности металла при напряженном состоянии с показателем $k = \sigma/T$; σ – среднее напряжение; T – интенсивность касательных напряжений; μ_σ – параметр Лоде (зависимость Λ_p от μ_σ для горячей деформации не изучена); Θ – температура деформации.

Рассмотрим полученные расчетом в системе РАПИД-2D характеристики НДС (рис. 5–7), соответствующие стадии разделения и косвенно определяющие ψ . Моделирование ПРВК выполнялось с учетом теплообмена поковки с инструментом и окружающей средой. Материал поковки – сталь 20, кривые скоростного упрочнения для которой взяты по [5] и использованы в рамках вязко-жестко-пластической модели деформируемой среды. Скоростные условия соответствовали

деформированию на механическом прессе при максимальном контактном трении. Инструмент принимался абсолютно жестким.

Предполагается, что разделение металла начинается от режущей кромки пуансона и может идти либо в направлении реза, либо в стенку горловины. Вблизи кромки температурное поле однородно и изменяется во всех направлениях с практически одинаковым градиентом (см. рис. 5 а) независимо от степени выраженности горловины. Это позволяет считать температурный фактор не влияющим на направление разделения. Накопленные деформации к рассматриваемому моменту (см. рис. 5, б) также не указывают на искомые направления. Судя по распределению показателя напряженного состояния (см. рис. 6), опасное напряженное состояние имеет место в стенке горловины, где у показателя k наиболее высокие положительные значения (см. рис. 6, а). Для предварительных поковок с развитой горловиной область таких значений k расширяется (см. рис. 6, б). Однако, независимо от степени выраженности горловины, качественная картина распределения значений k в целом не меняется. Отсюда следует, что по данному показателю сложно судить о направлении разделения. Следовательно, рассмотренные выше характеристики деформированного и напряженного состояния не прогнозируют направление разделения в данном процессе.

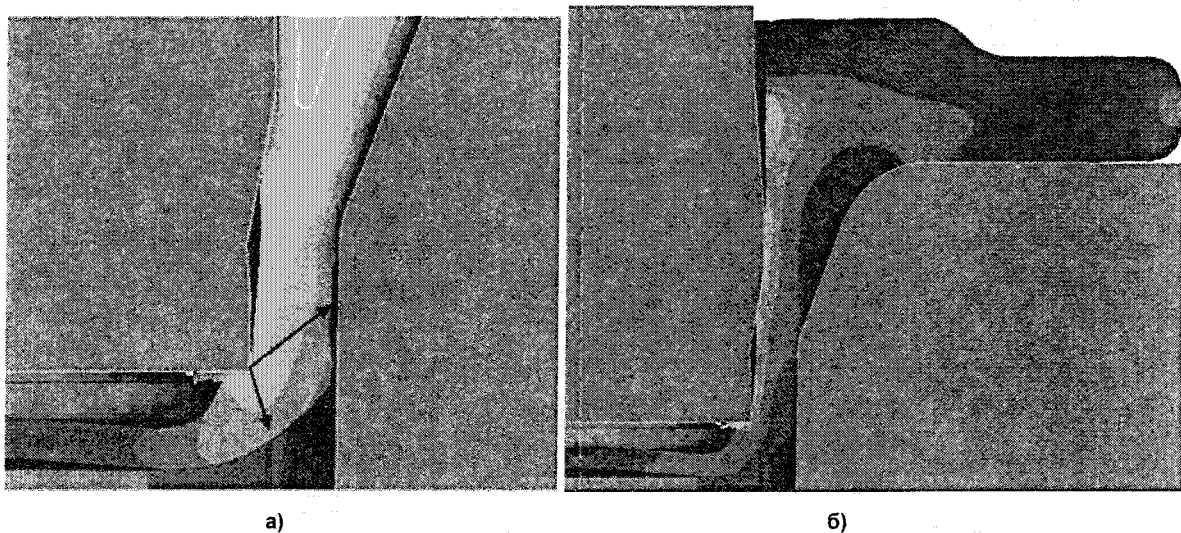


Рис. 5. Расчетные поля: а – температур; б – накопленных деформаций

Дальнейший анализ показал, что в качестве критерия, определяющего характер разделения, можно принять интенсивность скоростей деформаций сдвига H . Распределение H по сечению поковки на стадии разделения показывает, что максимальное значение имеет место в окрестности режущей кромки пуансона (см. рис. 7). Здесь в процессе окончательной деформации формируются две выраженные области, в которых интенсивность убывает с наименьшим градиентом (см. рис. 7, а). Конфигурация этих областей соответствует возможным направлениям разделения. В зависимости от степени выраженности горловины предварительной поковки одна из зон более развита (см. рис. 7, б). Можно предположить, что при прочих равных условиях разделение будет происходить в направлении зоны с большими значениями H . Из этого следует, что качественная картина поля интенсивности скоростей деформаций сдвига позволяет установить направление разделения металла при ПРВК.

Таким образом, основным фактором, определяющим характер разделения для открытой схемы ПРВК, является высота участка горловины предварительной поковки. При вырожденности горловины ее окончательное формирование происходит преимущественно выдавливанием и характеризуется минимальным градиентом H в направлении реза (см. рис. 7, а), что прогнозирует качественное отделение перемычки. В этом случае целесообразно применять прошивную матрицу без рабочей кромки.

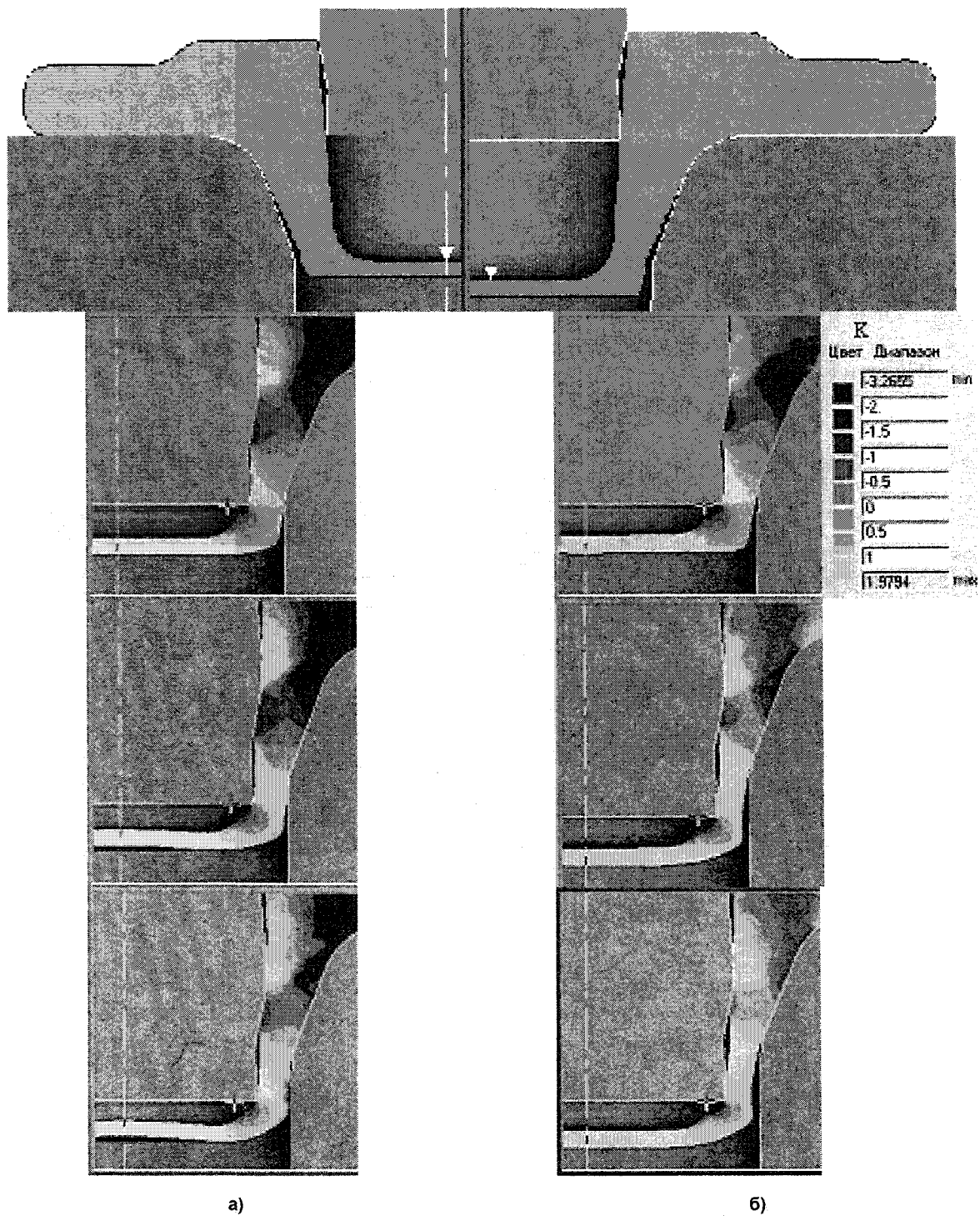


Рис. 6. Распределение показателя напряженного состояния k на стадии разделения:
 а – для предварительных поковок с вырожденной горловиной;
 б – для предварительных поковок с развитой горловиной

Промышленное опробование открытого варианта ПРВК (рис. 8) подтвердило изложенные результаты исследования. Деформированное состояние при развитой горловине характеризуется минимальным градиентом H , направленным преимущественно в стенку поковки (см. рис. 7, б), что определяет опасность разрушения последней. Этот дефект штамповки исключает апробированная в практике закрытая схема ПРВК в матрице с рабочей кромкой, ограничивающей вытяжку и создающей требуемое направление среза перемычки (см. рис. 7, в). Однако при этом сохраняется возможность развития торцевого заусенца по мере износа инструмента. В этом варианте

технологии ПРВК частичную компенсацию избытка металла в закрытой полости возможно обеспечить своевременной коррекцией диаметра прошивного пояса комбинированного пуансона.

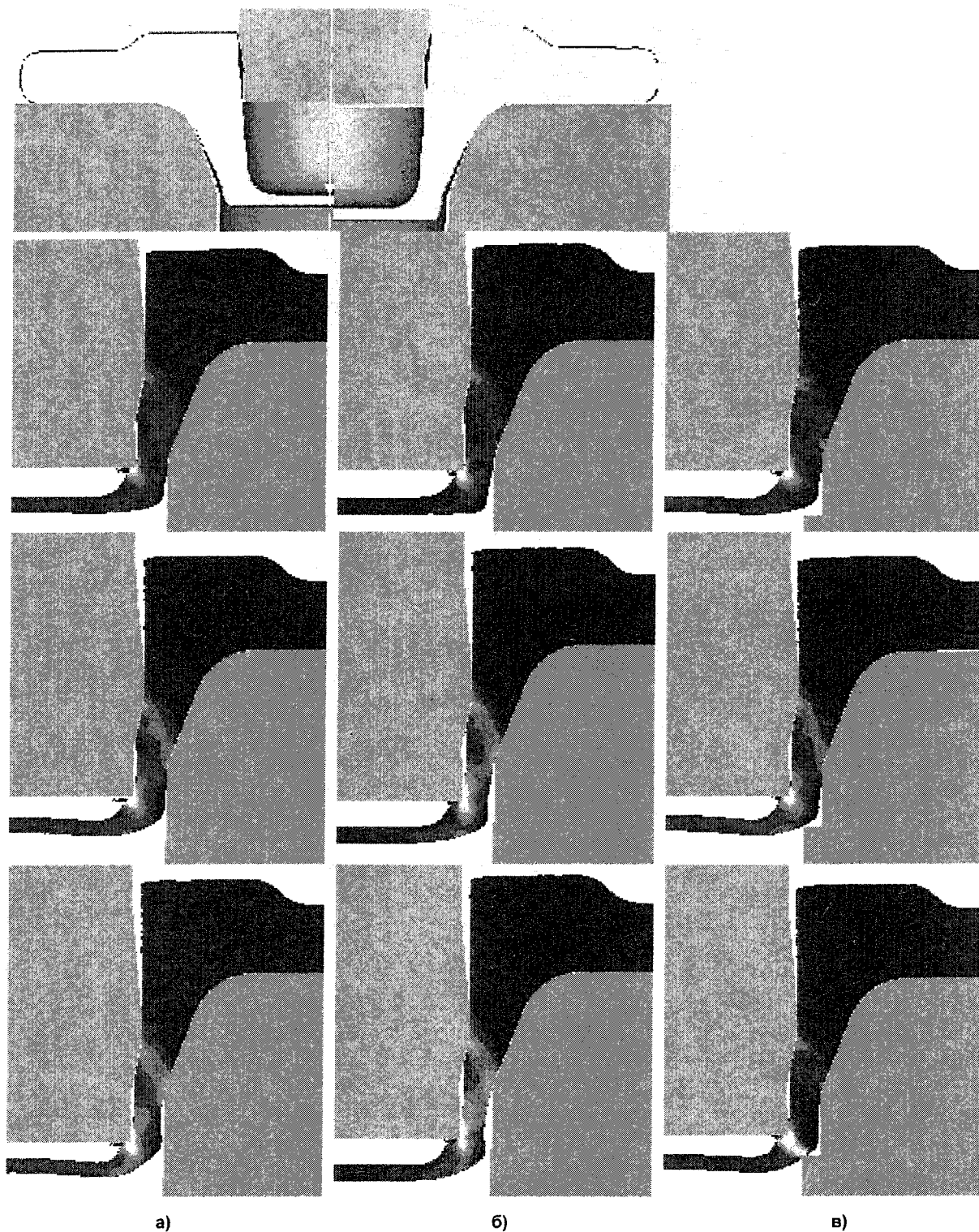


Рис. 7. Распределение H на стадии разделения для предварительных поволок с вырожденной (а) и развитой (б) горловиной воротника при открытой и закрытой (в) схеме ПРВК



Рис. 8. Поковка фланца Р_у16 D_у50, изготовленная по открытой схеме ПРВК

Литература

1. Каплунов Б.Г., Плаксин А.В., Зуев С.В. Новая технология штамповки поковок фланцев трубопроводных // Технологии и машины обработки давлением: Межвузовский сб. науч. тр. – Челябинск: ЮУрГУ, 2003. – С. 30–37.
2. Плаксин А.В., Каплунов Б.Г., Проскуряков Б.И. Повышение эффективности ресурсоэкономной технологии горячей штамповки на основе моделирования жизненного цикла изделия // Механика и процессы управления. Серия «Проблемы машиностроения». – Екатеринбург: РАН, 2003. – С. 263–267.
3. Ресурсоэкономные технологии серийного производства горячештампованных поковок / Каплунов Б.Г., Тяжелников В.М., Зуев С.П. и др. // Кузнечно-штамповочное производство: перспективы и развитие (сб. научных трудов). – Екатеринбург: ГОУ ВПО «УГТУ–УПИ», 2005. – С. 228 – 235.
4. Колмогоров В.Л. Механика обработки металлов давлением. 2-е изд., перераб. и доп. – Екатеринбург: Изд-во УГТИ – УПИ, 2001. – 836 с.
5. Сопротивление пластической деформации металлов и сплавов: Справочник / П.И. Полухин, Г.Я. Гун, А.М. Галкин. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Металлургия, 1983. – 352 с.

ОБОРУДОВАНИЕ И ТЕХНОЛОГИЯ ОБРАБОТКИ ДАВЛЕНИЕМ ТРУДНОДЕФОРМИРУЕМЫХ УПЛОТНЯЕМЫХ МАТЕРИАЛОВ

Л.А. Барков, М.Н. Самодурова

Приведен обзор способов и устройств, применяемых для обработки давлением труднодеформируемых материалов. Описаны особенности прокатки таких материалов с многосторонним обжатием.

К оборудованию для обработки давлением малопластичных уплотняемых материалов относятся прокатные и волочильные станы с многовалковыми калибрами, а также специальные устройства, предназначенные для получения сортовых, фасонных профилей, проволочных заготовок, проволоки и заготовок деталей машин из таких малопластичных труднодеформируемых материалов, как сплавы на основе хрома, вольфрама, молибдена, никеля, титана и др.

В отличие от процесса прокатки в двухвалковых калибрах, процессов свободной и ротационнойковки обжатие заготовок в многовалковых калибрах осуществляют не с двух, как обычно, а с трех или четырех сторон (рис. 1). Причем, при вытяжной прокатке, например, квадратная заготовка задается в квадратный калибр в положении «на ребро». Многостороннее неравномерное по ширине очага деформации обжатие приводит к следующим особенностям процесса прокатки: в очаге деформации создается схема всестороннего сжатия полосы при большом гидростатическом давлении, что повышает пластичность обрабатываемого материала и позволяет увеличить разовые деформации; меняется схема деформированного состояния, что позволяет устранить поперечное течение материала и за счет этого увеличить разовые вытяжки; интенсивное всестороннее обжатие заготовки приводит к повышению ее плотности и улучшению физико-механических свойств и структуры изделия.

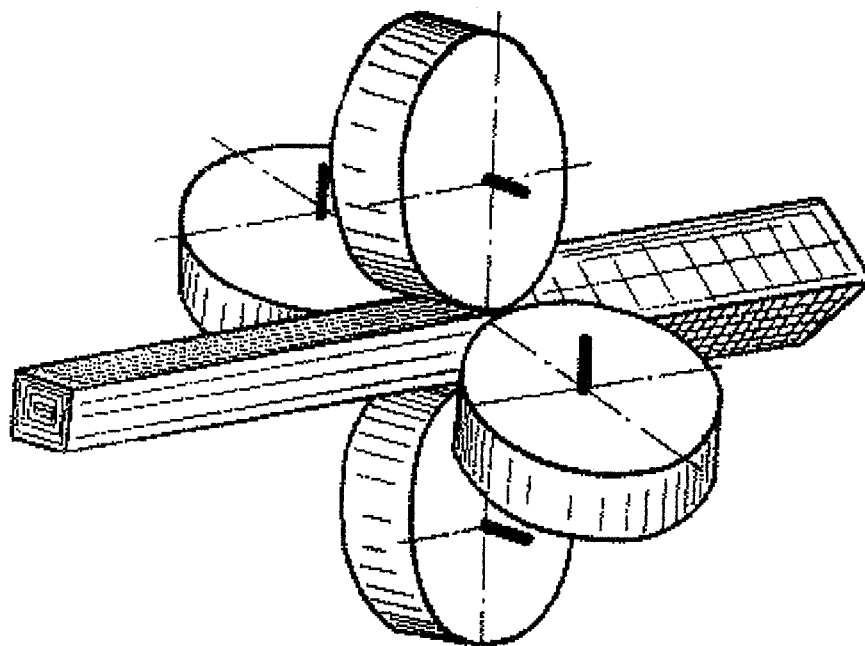


Рис. 1. Схема прокатки квадратной полосы в четырехвалковом калибре

На основе многочисленных изобретений (на конструкцию станов и технологической оснастки получено более 50 авторских свидетельств и патентов РФ, США, Японии, Германии, Франции, Швеции и других стран) разработан целый ряд типоразмеров станов с многовалковыми калибрами разного назначения [1–7]. Выполнены их рабочие проекты, несколько десятков одноклетевых и многоклетевых станов изготовлены предприятиями черной и цветной металлургии, машиностроения, авиационной и других отраслей промышленности. Одно-

и двухклетевые станы типа МК-330 (330 – номинальный диаметр валков в мм) с трехвалковыми калибрами установлены на Верхнесалдинском металлургическом производственном объединении (прокатка изделий специального назначения из сплавов на основе титана), в НПО «Тулачермет» (прокатка изделий специального назначения из порошковых заготовок молибдена).

Станы с четырехвалковыми калибрами делятся на несколько типов. Наиболее простыми по конструктивному исполнению являются станы типа МК-380 с двумя приводными и двумя холостыми валками. Одноклетевой стан такого типа показан на рис. 2 [2].

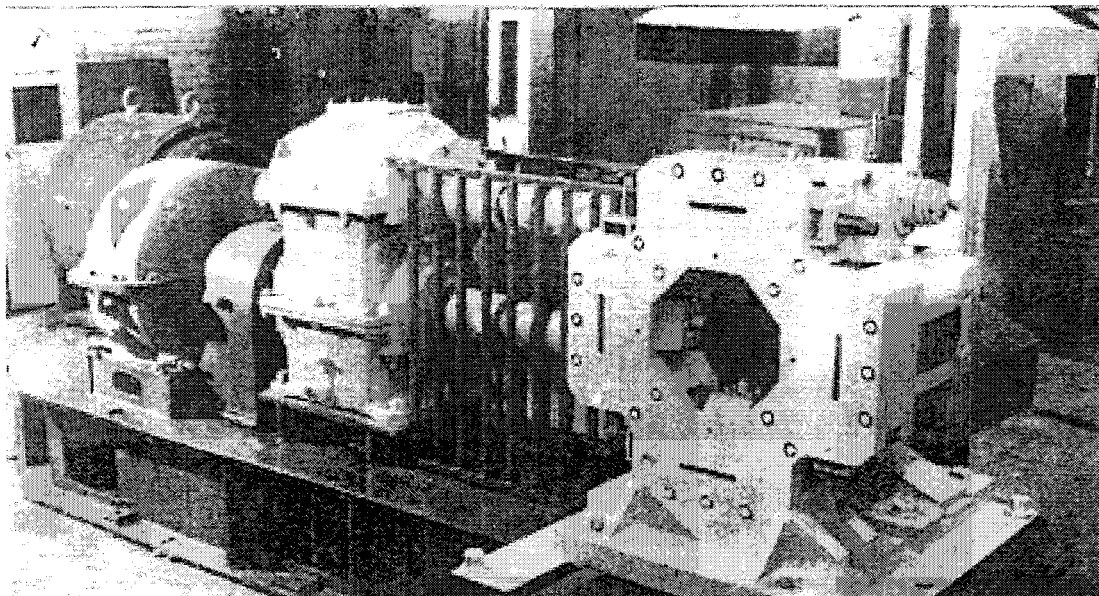


Рис. 2. Общий вид одноклетевого стана

Двух- и многоклетевые станы такого типа установлены на УзКТЖМ, в НПО «Тулачермет» (прокатка изделий специального назначения из порошковых заготовок вольфрама), а также на целом ряде других предприятий.

Однако схема напряженно-деформированного состояния материала при прокатке в четырехвалковом калибре, образованном двумя приводными и двумя холостыми валками, менее благоприятна, чем схема с четырьмя приводными валками. Поэтому на станах типа МК-380 можно прокатывать заготовки с пониженной пластичностью, например из нелегированных молибдена марки МЧ, вольфрама марки ВЧ, из сплавов титана и быстрорежущих сталей. Заготовки из легированных молибдена и вольфрама, из суперсплавов на основе никеля, которые практически не имеют пластичных свойств, можно прокатывать только в четырехвалковых калибрах со всеми приводными валками.

К станам такого типа относятся одно- и многоклетевые станы типа МК-210 и МК-230. Станы установлены на УзКТЖМ, заводе «Победит» (г. Орджоникидзе), заводе «Металлист» (г. Самара), в ПО моторостроения (г. Рыбинск), в ПО «МЭЛЗ» (г. Москва) и на других предприятиях России [8–16].

На рис. 3 показан четырехклетевой стан типа МК-210х4, работающий уже более 20 лет на УзКТЖМ, выпускающий проволочные заготовки из порошковых заготовок молибдена и его сплавов [3].

Для производства слоистых фасонных профилей и заготовок деталей машин из малопластичных материалов, таких, как сплавы тугоплавких металлов, суперсплавы на основе никеля и титана, биметаллические заготовки с хрупкой сердцевиной разработаны конструкции так называемых «универсальных» станков, содержащих сменные кассеты с двух-, трех- и четырехвалковыми калибрами, имеющие все приводные валки [3].

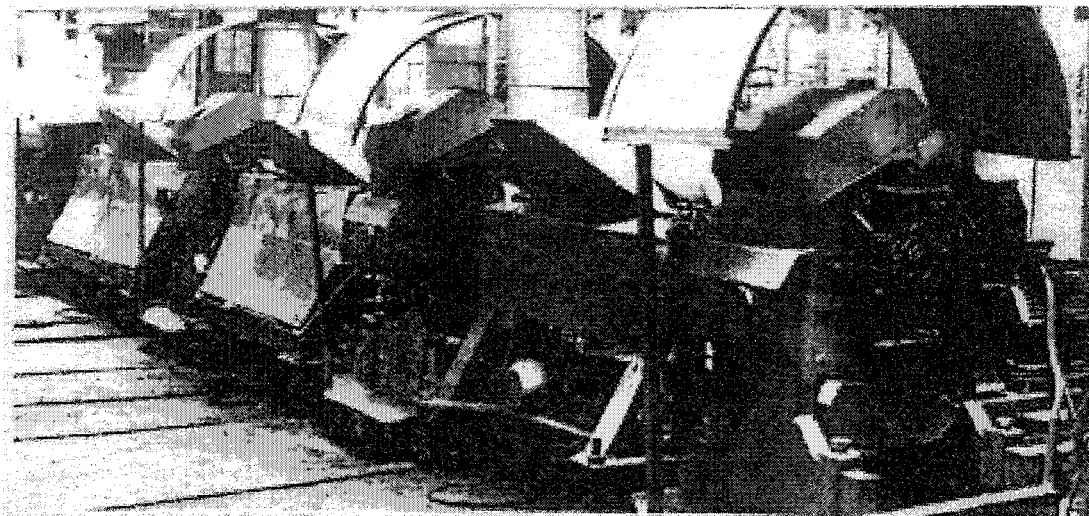


Рис. 3. Общий вид четырехклетевого стана типа МК-210х4

На рис. 4 показан стан типа МКУ-280, установленный на Уфимском моторостроительном производственном объединении и предназначенный для прокатки профилей из суперсплавов. Такие станы работают на многих предприятиях России, в том числе на предприятиях г. Челябинска.

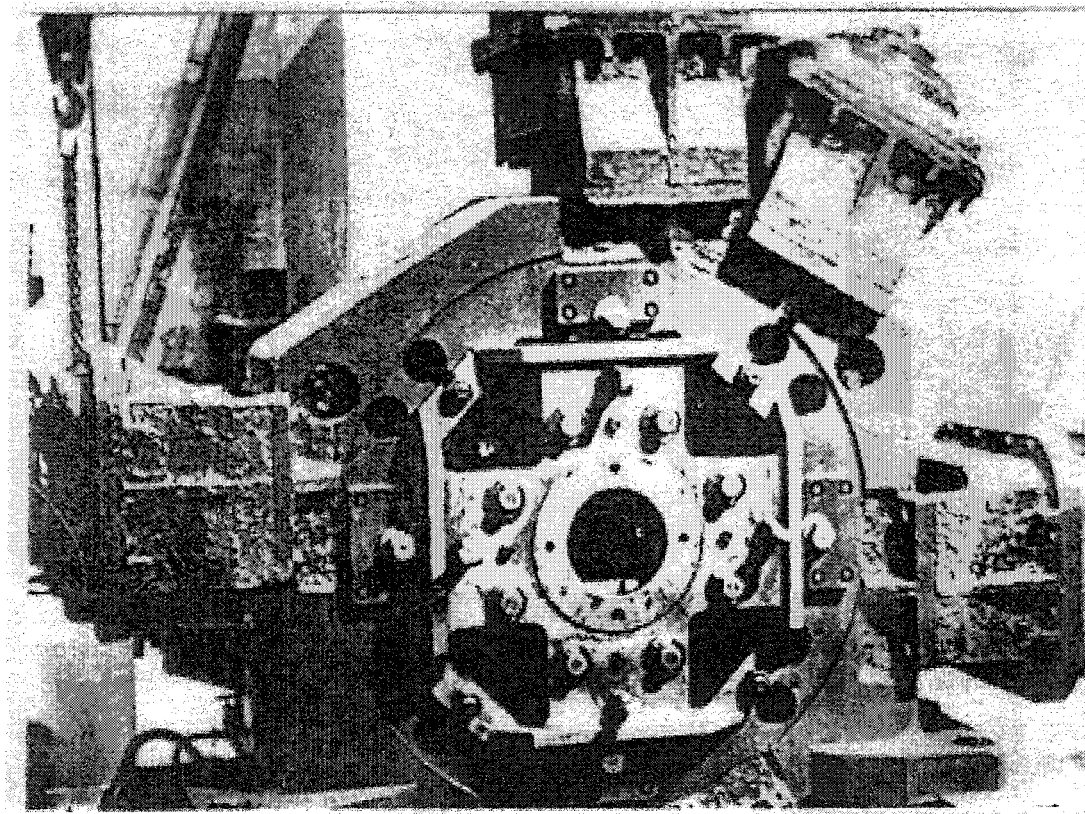


Рис. 4. Общий вид стана типа МКУ-280

Разработан также ряд конструкций многоклетевых непрерывных станов с четырехвалковыми калибрами. Общий вид двухклетевого блока непрерывного стана типа МКН-165х12 показан на рис. 5.

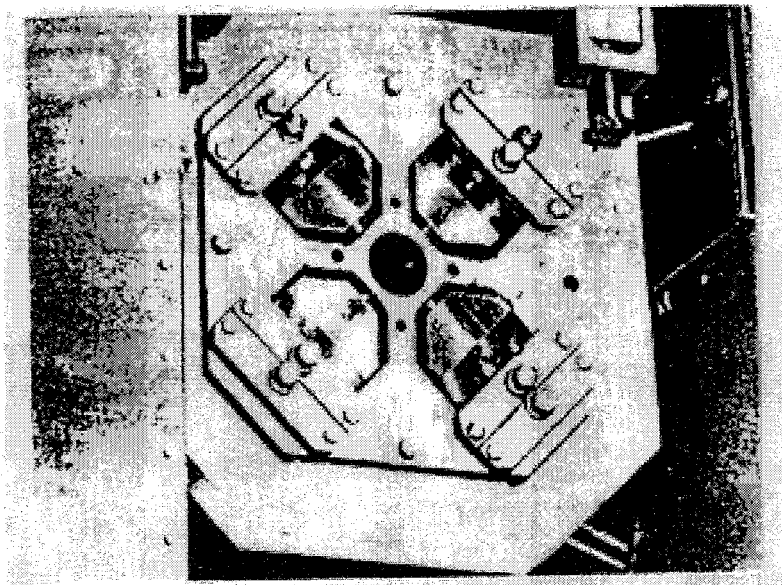


Рис. 5. Блок непрерывного стана

На основе многочисленных изобретений (на новые способы прокатки и обработки давлением другими процессами получены более 50 авторских свидетельств и патентов) разработаны технологии горячей и холодной прокатки простых и фасонных сортовых профилей, заготовок деталей машин, в том числе заготовок лопаток газотурбинных двигателей, а также технологии формовки изделий из порошков и порошковых композиций [1, 8–18].

Прокатка молибденовых прутков

Для горячей прокатки молибденовых прутков диаметром от 10 до 22 мм можно использовать исходные круглые диаметром 32 мм или квадратные штабики сечением 34x34 мм. Перед прокаткой штабики необходимо нагревать в муфельной электрической печи с защитной атмосферой водорода до температуры 1350 °С. Разработаны технологии прокатки молибденовых прутков как на станах с трехвалковыми, так на станах с четырехвалковыми калибрами.

Процесс получения прутков диаметром 10 мм на станах с черновой системой калибров, образованной тремя гладкими валками, включает шесть проходов. В первом проходе вытяжка находится в пределах от 1,10 до 1,30, в последующих – от 1,30 до 1,50 при использовании круглых исходных заготовок. Меньшие значения вытяжки относятся к штабикам легированного молибдена марок ЦМ2А и ЦМ6, а большие – к нелегированному молибдену марки МЧ. В чистовых круглых калибрах при задаче в них шестигранных полуфабрикатов вытяжка находится в пределах 1,20–1,25.

При прокатке квадратных штабиков целесообразно использовать системы вытяжных и чистовых калибров, образованных четырьмя валками. При этом в черновых калибрах, образованных гладкими валками, вытяжка при прокатке молибдена марки МЧ увеличивается до 1,80, а при прокатке легированного молибдена до 1,50. В чистовых круглых калибрах при задаче в них восьмигранных полуфабрикатов вытяжка остается в пределах 1,20–1,25.

Новая технология по сравнению с традиционно существующей свободной ковкой прутков диаметром 10–22 мм отличается высокой эффективностью. Разовые обжатия увеличиваются в 5–10 раз, повышается качество поверхности и точность размеров прутков, улучшаются физико-механические свойства изделий.

Для прокатки молибденовых проволочных заготовок диаметром 8 мм используются стандартные штабики сечением 17x17 мм.

Прокатка выполняется на шестеклетевом стане типа МК-210хб по системе калибров квадрат – квадрат. Эта промышленная технология освоена на УзКТЖМ еще в 1981 году. Раньше такие проволочные заготовки получали ручной ротационной ковкой с разовыми обжатиями от 5 до 10 % за один полупереход. Заготовка нагревалась до половины ее длины, поскольку задний конец заготовки или полуфабриката для удержания его клещами должен быть холодным.

Прокатка по сравнению с ротационной ковкой позволила сократить количество операций нагрева в 20 раз; производительность прокатного стана в 30 раз выше производительности ротационно-ковочной машины.

Прокатка вольфрамовых прутков

Для горячей прокатки вольфрамовых прутков диаметром от 20 до 30 мм используются круглые штабики диаметром 50 мм. Прокатка выполнялась в четырехвалковых калибрах, образованных гладкими валками. Перед прокаткой штабики нагревали в печи с защитной атмосферой водорода до температуры 1400–1450 °С. За пять проходов черновой и один проход чистовой прокатки получали прутки диаметром 20 мм. В первом проходе при прокате вольфрама марок ВЧ и ВРН вытяжка находилась в пределах 1,10–1,20, в черновых – в пределах 1,20–1,45 и чистовых – в пределах 1,15–1,20.

Полученные прутки имеют высокое качество, а технология прокатки по сравнению со свободной ковкой более эффективна. Эта технология освоена в НПО «Тудачермет» еще в 1979 году.

Для прокатки вольфрамовых проволочных заготовок диаметром 7 мм используются стандартные штабики сечением 11x11 мм. После нагрева в атмосфере водорода до температуры 1300–1400 °С штабики за пять проходов прокатываются в четырехвалковых калибрах клеток типа МК-230 многоклетевого стана. Эта технология освоена на ПО «МЭЛЗ». По сравнению с ротационной ковкой прокатка во много раз более эффективна.

Прокатка прутков из сплавов никеля

В России разработаны жаропрочные сплавы на основе никеля, например, марок ЖС6КП и ЭП 220, длительно работающие (до 20 000 ч) при температурах 900–950 °С. Зарубежные фирмы называют сплавы, аналогичные указанным по физико-механическим свойствам, «суперсплавами». Из этих труднодеформируемых малопластичных сплавов после многооперационной обработки разными процессами горячей деформации получают заготовки для лопаток газотурбинных двигателей сверхзвуковых самолетов и заготовки деталей бандажирования этих лопаток. Особенно большие проблемы возникают при получении заготовок деталей бандажирования лопаток, которые представляют собой прутки диаметром 8, 10 и 12 мм. Из-за узкого интервала температур проявления пластичности при горячей прокатке можно получить прутки минимальным диаметром 35 мм. После удаления поверхностных дефектов прутки диаметром 30 мм абразивной продольной резкой делят на четыре части, а затем из каждой такой части бесцентровым шлифованием получают прутки диаметром до 10 мм.

Для решения указанных проблем, снижения трудоемкости и уменьшения потерь дефицитных суперсплавов была разработана и реализована на ряде моторных заводов России технология горячей прокатки прутков диаметром 8, 10 и 12 мм на станах типа МК-280 с четырехвалковыми калибрами. В качестве исходных заготовок использованы прутки, полученные на обычных сортовых станах. После удаления поверхностных дефектов (сетки мелких трещин) с помощью бесцентрового шлифования прутки диаметром 30 мм нагревались в печи до температуры 1140–1150 °С и прокатывались в четырехвалковых калибрах. В черновых квадратных калибрах вытяжка находилась в пределах 1,25–1,40, а в чистовых круглых калибрах – в пределах 1,20–1,25.

К особенностям горячей прокатки прутков малых диаметров из суперсплавов можно отнести:

- а) трещинообразование на прутках при прокатке с вытяжкой менее 1,20;

- б) строгий контроль температурного интервала прокатки (от 1120 до 1160 °С);
- в) удельные усилия при прокатке в 3–4 раза выше по сравнению с прокаткой высоколегированных сталей.

Прокатка фасонных профилей из сплавов титана

Известно [14], что современная техника, особенно авиационная, при своем создании потребляет большое количество точных фасонных и тонкостенных профилей из легких сплавов на основе титана.

Существующая технология получения фасонных профилей путем горячего прессования и последующей горячей калибровки на специальных ковочных машинах отличается высокой трудоемкостью и не обеспечивает заданных точности размеров и качества поверхности изделий.

Для устранения указанных недостатков была разработана технология горячей, теплой и холодной прокатки и калибровки фасонных профилей из сплавов титана марок ВТЗ-1, ВТ8, ВТ9, ВТ16 и др. на станах с трехвалковыми и четырехвалковыми калибрами. В качестве примера на рис. 6 приведены холоднокатаные фасонные профили, а на рис. 7 – холоднокалиброванные тонкостенные профили из сплавов титана.

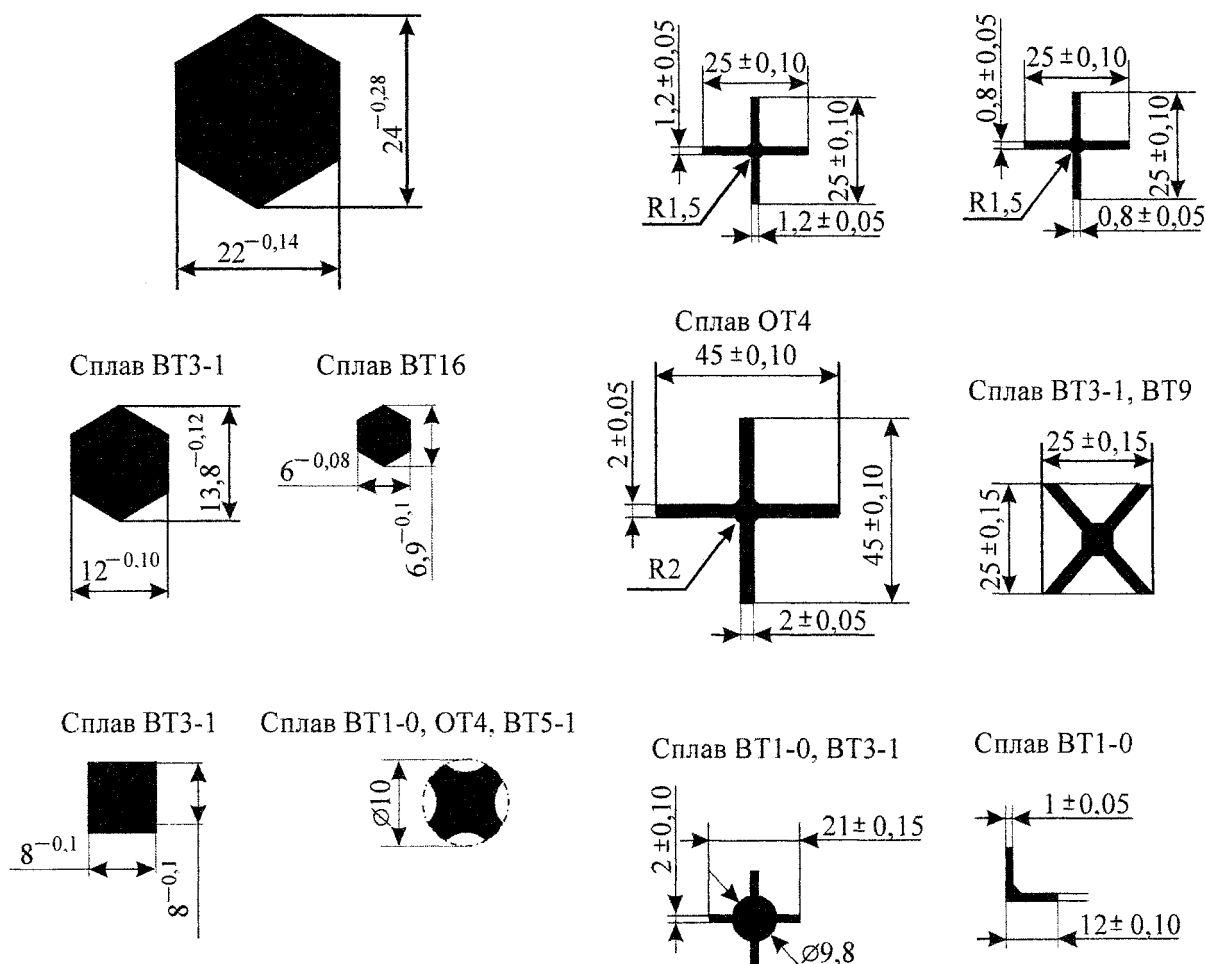


Рис. 6. Холоднокатаные фасонные профили

Рис. 7. Холоднокалиброванные тонкостенные профили

Важное значение при горячей и холодной прокатке имеют материалы и конструкция технологической оснастки. На конструкцию валков и калибровки получено несколько десятков авторских свидетельств и патентов РФ. Некоторые сведения о материалах и конструкциях валковых узлов приведены в работе [16].

Литература

1. Прокатка малопластичных металлов с многосторонним обжатием / Л.А. Барков, В.Н. Выдрин, В.В. Пастухов и др. – Челябинск: Металлургия, Челябинское отделение, 1988. – 304 с.
2. Барков Л.А. Стан для доуплотнения порошковых заготовок // Кузн.-штамп. пр-во. – 1984. – № 10. – С. 31–32.
3. Барков Л.А. Сортовая прокатка порошковых заготовок вольфрама и молибдена // Порошковая металлургия. – 1989. – № 11. – С. 91–96.
4. Барков Л.А. Деталепрокатные станы для многостороннего обжатия заготовок // Кузн.-штамп. пр-во. – 1988. – № 4. – С. 27–31.
5. Vydrin V.N., Barkov L.A., Dukmassov V.G. Application of mill stands with multiroll sets for precision rolling of simple, shaped and die-rolled sections // Pr. of the Iron and Steel Institute of Japan. Japan, Tokyo, 1971. – vol. 11. – P. 214–216.
6. Оборудование для обработки давлением порошков и порошковых заготовок / Л.А. Барков, В.И. Трусовский, С.А. Мыррин и др. – Челябинск: Металл, 1992. – 296 с.
7. New mills designed to roll hardly-deforming materials / V.N. Vydrin, L.A. Barkov, V.V. Pastukhov // Pr. of International Conference «МЕТЕК-79», Germany, Dusseldorf, 1979. – P. 133–140.
8. Барков Л.А. Основы теории, разработка и внедрение новых процессов прокатки сортовых профилей из труднодеформируемых металлов и сплавов // Автореф. дис. ... докт. техн. наук. – Свердловск, 1983. – 48 с.
9. Barkov L.A. Rolling of tungsten bars and sem-products // Pr. of the Fifth International Tungsten Symposium. Hungary, Budapest. – 1990. – P. 183–201.
10. Барков Л.А. Новые способы сортовой прокатки порошковых заготовок с четырехсторонним обжатием // Порошковая металлургия. – 1982. – № 12. – С. 21–24.
11. Барков Л.А. Производство проката многосторонней деформацией спеченных заготовок // Цвет. металлы. – 1982. – № 10. – С. 67–70.
12. Барков Л.А. Обработка давлением молибдена и его сплавов. – Челябинск: ЧПИ, 1986. – 89 с.
13. Новая технология прокатки прутков малых диаметров из жаропрочных сплавов / В.Н. Выдрин, Л.А. Барков, В.В. Пастухов и др. // Авиационная промышленность. – 1980. – № 4. – С. 65–72.
14. Прокатка титановых профилей на станах с многовалковыми калибрами / В.Н. Выдрин, Л.А. Барков, В.С. Нагорнов и др. // Труды Третьей международной конференции по титану. – М.: ВИЛС, 1977. – С. 169–172.
15. Освоение новой технологии и станов для производства заготовок деталей машин из жаропрочных сплавов / Л.А. Барков, С.В. Заборских, А.А. Кондратьев и др. // Труды Всесоюзной конференции «Новые технологические процессы прокатки». – Челябинск: ЧПИ, 1985. – С. 75–80.
16. Барков Л.А., Мыррин С.А. Инструмент для обработки давлением труднодеформируемых материалов // Труды VII Международной конференции по инструменту. – Венгрия, Мишкольц, – 1989. – С. 71–81.
17. Производство абразивных отрезных кругов на вулканитовой связке / Л.А. Барков, В.А. Павлов, Б.А. Чаплыгин и др. – Челябинск: ЧГТУ, 1997. – 145 с.
18. Павлов В.А. Теория и технология прокатки вулканитовых абразивных смесей / Под. ред. Л.А. Баркова. – Челябинск: ЮУрГУ, 1999. – 309 с.

ИЗГОТОВЛЕНИЕ ТОРООБРАЗНЫХ КОЛЛЕКТОРОВ ИЗ АРМИРОВАННЫХ ПОЛИМЕРОВ

Ю.Г. Воронина, Р.С. Зиновьев, Ю.М. Хищенко

Приведены результаты технологической и экспериментально-расчетной обработки коллекторной системы в виде двух торообразных оболочек, свидетельствующие о возможности и целесообразности замены традиционных материалов полимерными композитами для трубопроводных систем сернокислотного производства.

Более 45 лет назад советская аэрокосмическая техника обратила внимание на композиционные материалы (КМ), без использования которых не было бы тех достижений, которые вывели нашу страну в передовые державы мира. Сегодня, когда многое раскрыто с целью конверсионного использования, стало ясно, что во многих случаях конструкции из КМ превосходят аналогичные из традиционных металлов. Однако психологическая инерция нынешнего инженерного корпуса сопротивляется широкому внедрению КМ в практику, а те, в чьих руках находятся инвестиционные возможности, нуждаются порой в убеждающих примерах. Попытаемся убедить еще раз.

Суть решаемой проблемы сводится к обоснованию целесообразности замены свинцовых труб коллекторной системы охлаждения промывной башни (рис. 1) сернокислотного цеха на технологичные конструкции из полимерного композиционного материала (ПКМ).

Башня предназначена для промывки и охлаждения диоксида серы, поступающего в башню из отделения отжига через люк 2. Поднимаясь вверх к выпускному отверстию в крышке башни, газ охлаждается за счет орошения его встречным потоком охлаждающей жидкости (35%-ным раствором серной кислоты) с температурой 64 °С и расходом до 200 м³/ч. В коллекторную систему жидкость подается под давлением до 1 МПа и отсюда разводится к форсункам орошения, смонтированным на внутренней поверхности крышки промывной башни.

Величина расхода и плотность компоновки коллекторов в пределах площади поверхности крышки башни определяют геометрию и конструктивное исполнение коллекторной системы – это две concentрично расположенные торообразные оболочки – большой и малый коллектор (рис. 2). Каждый из коллекторов имеет по два ввода рабочей жидкости (фланцы 3) и по четыре патрубка для подачи раствора серной кислоты к форсункам орошения.

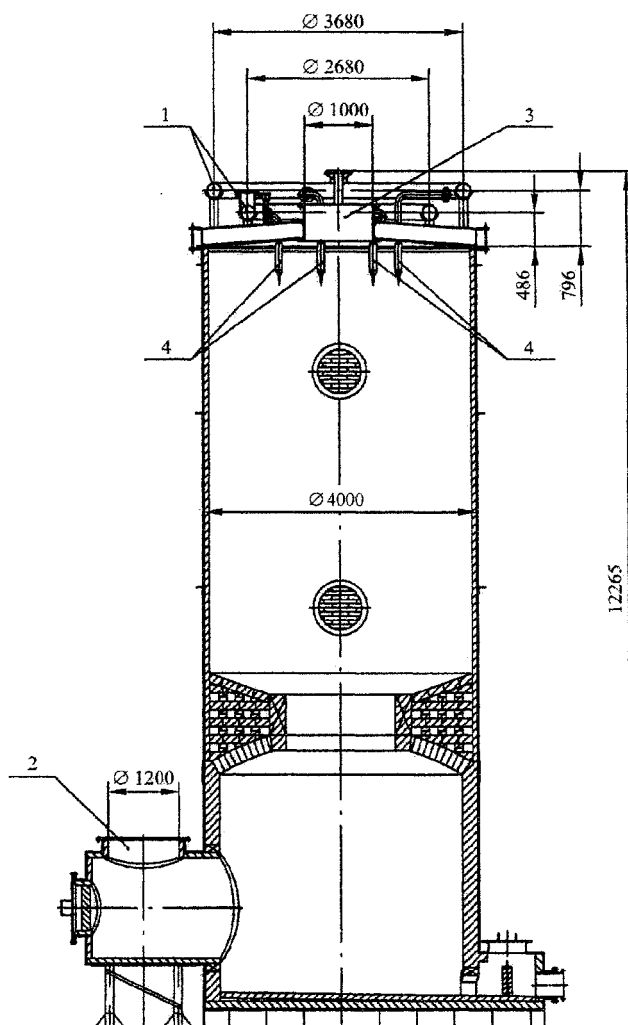


Рис. 1. Промывная башня:
1 – коллекторная система;
2 – подача высоко нагретого газа ($t=270\text{ }^{\circ}\text{C}$);
3 – выход охлажденного газа ($t=70\text{ }^{\circ}\text{C}$);
4 – форсунки орошения

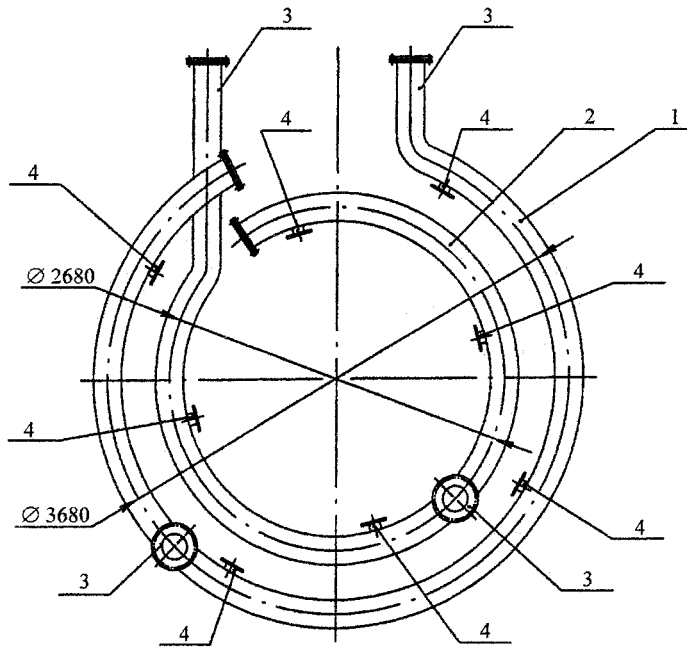


Рис. 2. Коллекторная система (вид сверху): 1 – большой коллектор; 2 – малый коллектор; 3 – патрубки ввода рабочей жидкости; 4 – патрубки раздачи рабочей жидкости

На цинковом заводе коллекторы выполнены из труб диаметром 220x10 мм, изготовленных из свинцового листа марки С1. Патрубки для распределения рабочей жидкости по форсункам – из свинцовых труб диаметром 80x5 мм. Соединение образующих коллектор элементов выполнено посредством пайки кислородно-водородным пламенем. Большое количество паяных соединений усложняет изготовление и монтаж, а невысокая прочность пайки снижает надежность системы. Практика свидетельствует, что срок службы такой системы составляет 5 лет, а масса ее превышает две тонны.

Между тем на российском рынке появились новые химически стойкие полиэфирные и эпоксивинилэфирные смолы, есть опыт изготовления стеклопластиковых конструкций на основе аналогичных смол, так что проблема замены свинцовых коллекторов на кон-

струкции из ПКМ на основе смол, стойких к воздействию агрессивных сред, представляется вполне разрешимой и экономически целесообразной.

Из функционального назначения коллекторной системы и описанной выше специфики условий ее эксплуатации становится понятной последовательность действий в процессе создания альтернативной конструкции из ПКМ (рис. 3).



Рис. 3. Последовательность действий в процессе создания конструкции из ПКМ

Опыт и производственные возможности определяют многое на пути обоснования ее конструктивно-технологической схемы, а требование эффективности дает оценку совершенству предлагаемой конструкции, зависящему от выбранных исходных материалов и уровня технологичности процесса изготовления. Остановимся на трех основных этапах.

1. Стойкость коллектора к воздействию рабочей среды. Послойная структура стенки торообразной оболочки позволяет выделить ее силовую часть, которой совсем не обязательно быть кислотостойкой. Функциональное назначение этой части – прочность, и она обеспечивается уже оправдавшими себя наполнителем и связующим (табл. 1). А вот снаружи и изнутри необходимо иметь кислотостойкую защиту в виде наружного (НБС) и внутреннего (ВБС) «барьерных» слоев, толщина которых определяется предполагаемым сроком эксплуатации. Здесь и используются новые связующие: химически стойкая эпоксивинилэфирная смола Dion 9100 (для ВБС) и полиэфирная смола Dion 6694, отличающаяся химической стойкостью в температурном диапазоне до 145 °С (для НБС). Толщина наружного «барьерного» слоя принята меньшей из условия необходимости обеспечения стойкости коллекторов к кратковременному воздействию агрессивной среды, например, при случайном проливе. Типичное время гелеобразования этих смол представлено в табл. 2.

Таблица 1

Структурные параметры материала коллекторов

Схема армирования	Наполнители слоев по схеме армирования	Связующее слоев
<p>НБС [1,2] СОС [1,5] СТС [4,5] ВБС [3]</p> <p>Принятые сокращения: СОС – силовой осевой слой; СТС – силовой тангенциальный слой</p>	<p>— — - стеклосетка ССНП-31; — × — стекломат М601300; — — — стеклолента ЛЭС [90°]; — • — стеклоткань Т-10-80 [0°]</p>	<p>Для НБС:</p> <ul style="list-style-type: none"> • полиэфирная смола Dion 6694; • ускоритель нафтенат кобальта; • катализатор ПМЭК (пероксид №1); • ингибитор 9853. <p>Для СОС:</p> <ul style="list-style-type: none"> • эпоксидная смола ЭД-20; • пластификатор Лапроксид 301; • отвердитель полиэтиленполиамин. <p>Для СТС (ФФЭ-70):</p> <ul style="list-style-type: none"> • эпоксидная смола ЭД-20; • лак бакелитовый ЛБС-4; • ацетон. <p>Для ВБС:</p> <ul style="list-style-type: none"> • винилэфирная смола Dion 9100; • ускоритель нафтенат кобальта; • катализатор ПМЭК (пероксид №1)

Таблица 2

Время гелеобразования для смол Dion 9100 и Dion 6694

Dion 9100	100	100	100	100
Ускоритель 9802Р	3	3	2	2
Ускоритель 9826	–	–	0,5	0,5
Ингибитор 9853	–	0,2	–	–
Пероксид №1	2	2	2	–
Время гелеобразования при 23 °С, ч	26	43	24	22
Dion 6694	100	100	100	100
Ускоритель 9802Р	5	5	5	5
Ускоритель 9826	1,5	1,5	1,5	1,5
Ингибитор 9853	0,2	0,3	0,5	0,5
Пероксид №1	1	1	1	1
Время гелеобразования при 23 °С, ч	20	30	50	45

2. Технологичность изготовления конструкции. В данном случае предлагается членение конструкции на следующие элементы: полуторы (рис. 4) – с целью обеспечения простоты транспортировки коллекторов к месту монтажа на промывной башне и снижения трудоемкости окончательной сборки.

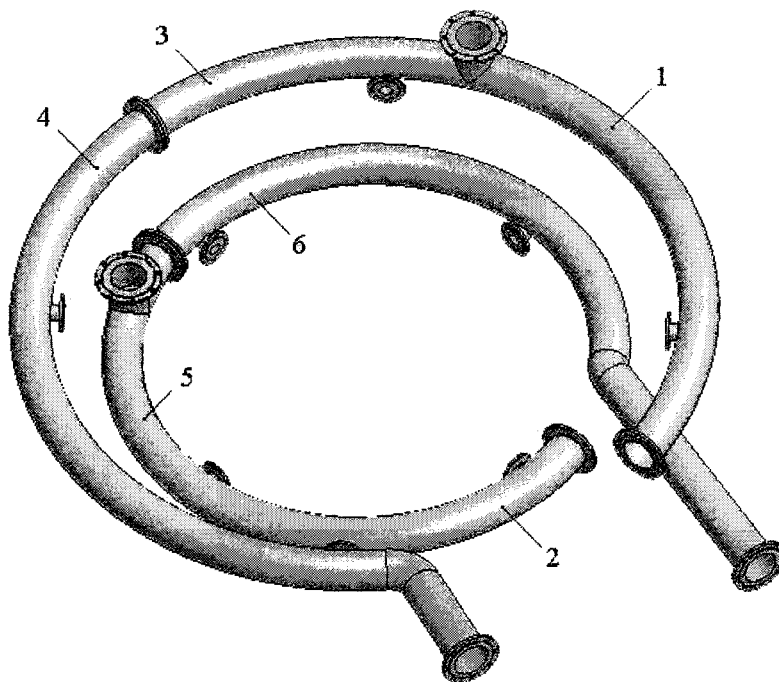


Рис. 4. Коллекторная система, выполненная из стеклопластика:
1 – большой коллектор; 2 – малый коллектор; 3, 4, 5, 6 – полуторы

Полуторы делятся на отдельные секторы (рис. 5), что обеспечивает расширение фронта работ, простоту и удобство для выполнения операций по изготовлению этих сборочных единиц. Особенно тех из них, которые имеют фланцы подачи и патрубки отвода рабочей жидкости. Наличие последних предопределяет целесообразность разделения секторов на отдельно изготавливаемые «скорлупки» (рис. 6). Это дает возможность использовать качественно освоенные технические приемы выкладки по шаблону, обеспечивает качество внутренней поверхности ВБС с шероховатостью в пределах 10...15 микрометров, наконец, сборка двух «скорлупок» дает оправку для последующего набора силового слоя коллектора.

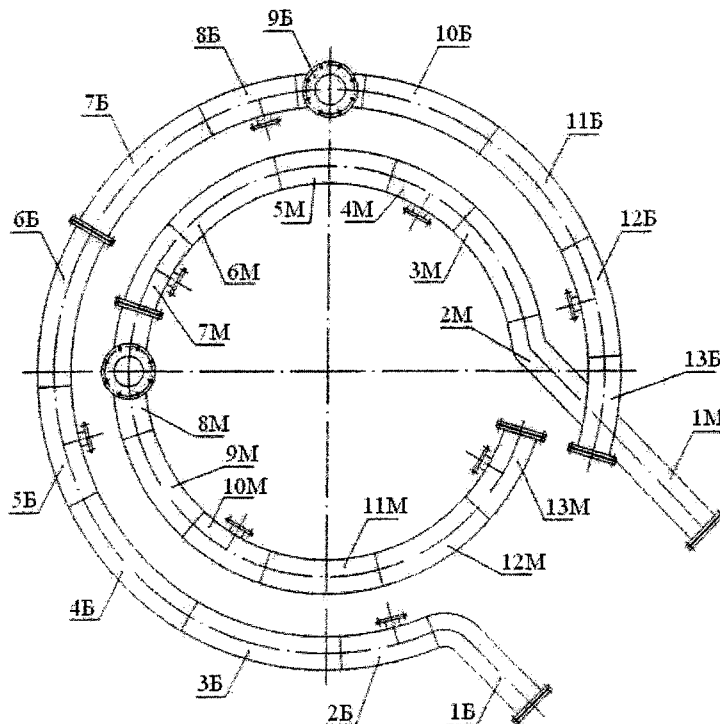


Рис. 5 Схема деления коллекторов на секторы: 1Б...13Б – секторы большого коллектора; 1М...13М – секторы малого коллектора



Рис. 6. «Скорлупки»: а – верхняя «скорлупка» сектора 1Б; б – нижняя «скорлупка» сектора 1Б; в – верхние «скорлупки» секторов 2Б...8Б, 10Б...13Б; г – нижние «скорлупки» секторов 3Б, 4Б, 6Б, 7Б, 9Б, 10Б, 11Б, 13Б; д – верхняя «скорлупка» сектора 9Б; е – нижние «скорлупки» секторов 2Б, 5Б, 8Б, 12Б

В результате цепочка взаимосвязанных и взаимообусловленных технологических операций, обеспечивающих весь комплекс требуемых качеств коллектора, складывается в следующую последовательность:

- изготовление «скорлупок» из стеклопластика на основе химически стойкой смолы Dion 9100;
- сборка «скорлупок» в секторы (рис. 7) – получение оправок для последующей намотки силового слоя (СТС) стеклолентой, пропитанной связующим горячего отверждения;
- изготовление (сборка) полуколлекторов на сборочном стапеле с обеспечением осевой прочности силовым слоем СОС, образуемом методом выкладки стекловолоконного наполнителя основой по криволинейной оси полутора (рис. 8);
- образование НБС методом выкладки стеклонеполнителей, пропитанных смолой Dion 6694.



Рис. 7. Изготовление секторов

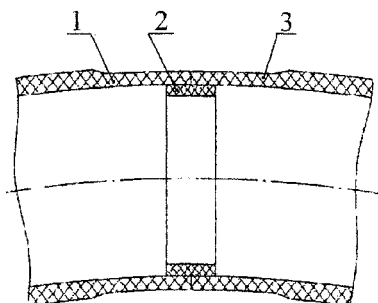


Рис. 8. Схема соединения секторов:
1, 3 – секторы, 2 – центрирующая втулка

Эта последовательность может быть представлена в виде конструкторско-технологической схемы (рис. 9).

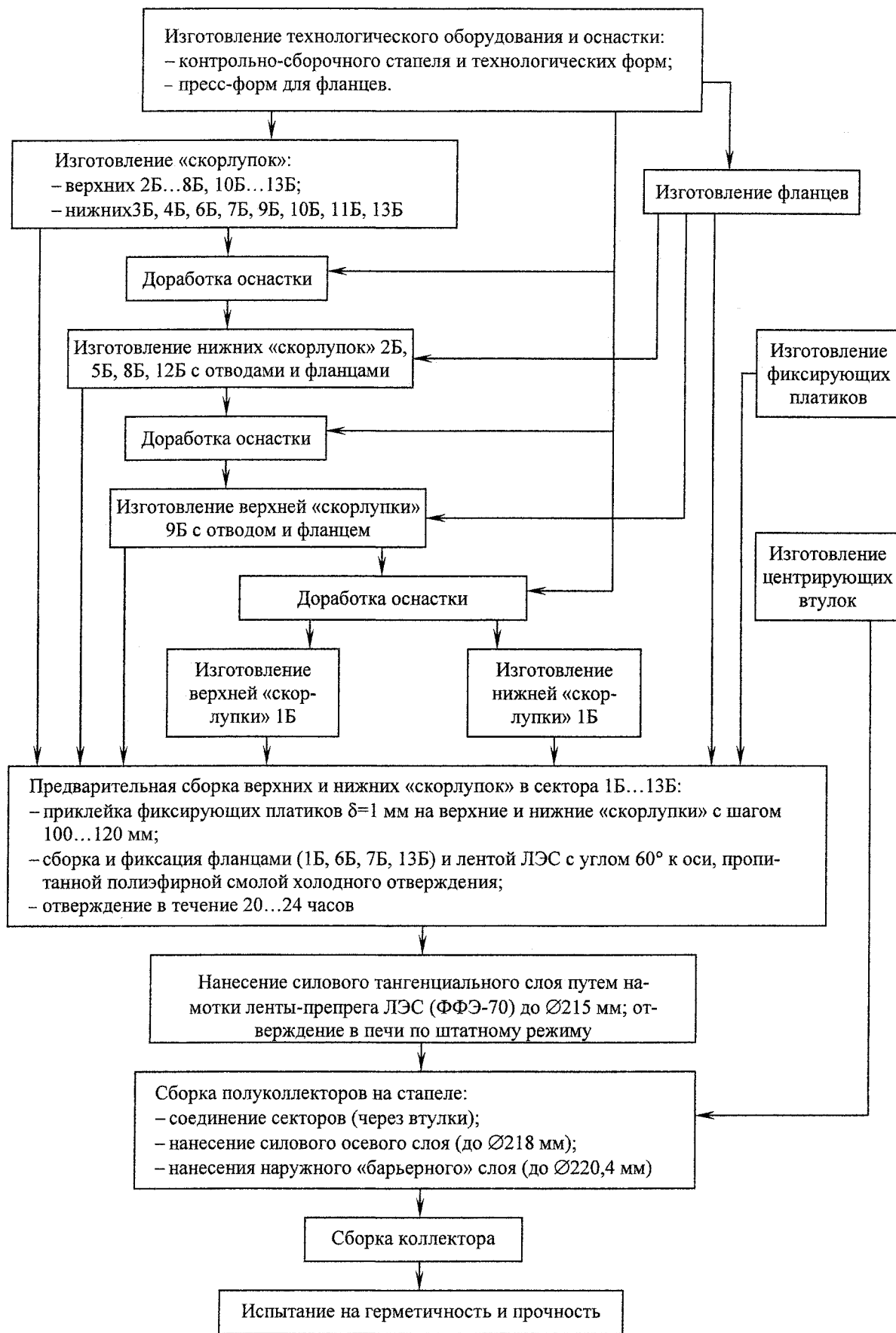


Рис. 9. Конструкторско-технологическая схема изготовления большого коллектора

3. Схема армирования силовых слоев. Как видим, на втором этапе было учтено требование обеспечения прочности коллектора при действии давления подачи рабочей жидкости. Оно скажется на выборе схемы армирования силовых слоев. Дело в том, что торовая оболочка коллектора по отношению диаметров 210/2680 мм (и тем более 210/3680 мм) при действии внутреннего давления своим напряженным состоянием близка к безмоментному напряженному состоянию цилиндра. Последнее характеризуется двукратным превышением окружных (кольцевых) напряжений над осевыми (меридиональными). Следовательно, схема армирования секторов должна быть кольцевой, а сборки их в полуторы (полуколлекторы) – осевой (вдоль криволинейной оси тора). Соотношение толщин СТС и СОС 4,5:1,5 объясняется понятной подстраховкой в новой конструкции, претендующей на конкурентоспособность.

При изготовлении секторов использован метод кольцевой намотки стеклонаполнителя, пропитанного эпоксиформальдегидным связующим. Формование СТС методом «викелевки» и отверждение при температуре 180°C обеспечивает высокие прочностные и упругие характеристики отвержденного материала. Расчетный запас прочности секторных оболочек контролировался испытаниями кольцевых образцов, вырезанных из опытного коллектора, чем обеспечивалась идентичность структурных и технологических параметров материала натуре и образца.

Схема нагружения образцов и необходимая для этого оснастка представлены на рис. 10 и 11.

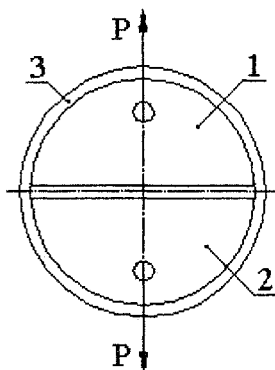


Рис. 10. Схема нагружения кольцевых образцов:
1, 2 – технологические полукольца;
3 – образец

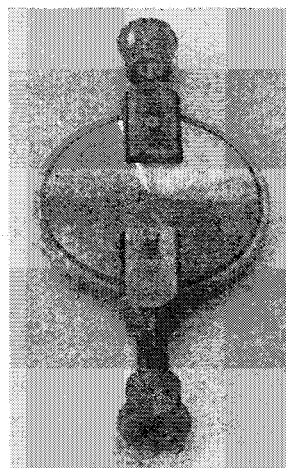


Рис. 11. Оснастка для проведения испытаний

Испытания подтвердили десятикратный запас прочности стенок коллектора. Естественно, этот запас будет ниже в местах проявления краевого эффекта. Все эти места были промоделированы и обчислены методом конечных элементов с помощью прикладного пакета ANSYS 5.3. Полученный минимальный запас прочности 4,5 достаточен для конструкции подобного рода.

Изготовленный из КМ коллектор оказался в 5 раз легче свинцового. Применение КМ позволило снизить трудоемкость изготовления, повысить надежность системы и увеличить срок ее эксплуатации в 3 раза (расчетный срок эксплуатации конструкции составляет 15 лет).

Литература

1. *Руководство по продукции NORPOL DION. Винилэфирные и бесфенольные смолы.* – Изд. фирма Reichhold, 1999. – 27 с.
2. *Тарнопольский Ю.М., Кинукс Т.Я. Методы статистических испытаний армированных пластиков.* – 3-е изд. – М.: Химия, 1981. – 272 с.

АДАПТИВНОЕ УСТРОЙСТВО ДЛЯ ЗАЩИТЫ ОТ ДУГОВЫХ РАЗРЯДОВ ПРИ ЭЛЕКТРОЭРОЗИОННОЙ ОБРАБОТКЕ

В.М. Нуждов

Рассмотрено устройство, обеспечивающее прерывание импульсов силового генератора электроэрозионного станка при возникновении разрядов с пониженным напряжением на межэлектродном промежутке. Особенностью устройства является использование следящей измерительной системы для настройки его порогового напряжения. На основе теории цепей Маркова рассчитаны вероятность нахождения порогового напряжения в заданной полосе значений и вероятность ложного отключения генератора импульсов в зависимости от шага квантования.

Электроэрозионная обработка (ЭЭО) широко применяется в машиностроении для получения отверстий и фасонных полостей в заготовках из токопроводящих материалов. Условием стабильного и производительного процесса является равномерное распределение электрических разрядов по обрабатываемой поверхности. Однако при затрудненной эвакуации продуктов эрозии это условие обычно нарушается, и могут возникать «аномальные» дуговые разряды, приводящие к появлению шлаковых наростов на электродах. Поэтому защита от дуговых разрядов является одной из задач управления процессом ЭЭО [1].

Для решения этой задачи целесообразно использовать устройства для защиты от межэлектродных коротких замыканий (МКЗ), которые контролируют мгновенное значение напряжения на промежутке. При выборе порога срабатывания выше напряжения «аномального» разряда такое устройство позволяет прервать дуговой импульс в начальной стадии и, тем самым, снизить вероятность наростообразования. Но при этом возможны и ложные отключения генератора импульсов из-за случайного разброса напряжения на дуге разряда.

В [2] показано, что параметры устройства следует выбирать с учетом характеристик распределения МКЗ по длительности и ограничений по величине порогового напряжения срабатывания $U_{\text{пор}}$. Верхняя граница порогового напряжения соответствует напряжению на межэлектродном промежутке (МЭП) в конце разряда $u_{s,k}$, а его нижняя граница определяется напряжением дугового (аномального) импульса и временем задержки срабатывания $t_{\text{зс}}$. Средние значения этих напряжений зависят от длительности импульсов, свойств рабочей жидкости и материалов электродов [1]. Поэтому для хорошей работы устройства необходимо изменять величину $U_{\text{пор}}$ при изменении режима и условий обработки.

При малом числе варьируемых параметров такая задача может быть решена путем программного управления. Однако при широкой номенклатуре материалов и большом количестве режимов более удобным является задание порогового напряжения с помощью встроенного измерителя напряжения на дуге разряда.

На рис. 1 изображена функциональная схема системы автоподстройки порогового напряжения $U_{\text{пор}}$.

Питание межэлектродного промежутка МЭП осуществляется от генератора импульсов ГИ, в состав которого входят задающий генератор ЗГ, логический элемент И и транзисторные силовые блоки СБ. В системе используется быстродействующее устройство для защиты от коротких замыканий УЗК, на входы которого подаются задающие импульсы $x_{\text{зг}}$ и напряжение МЭП $u_s(t)$ [3]. Порог срабатывания устройства задается с помощью следящей измерительной системы ИС, состоящей из компараторов К1, ..., К3, логического устройства ЛУ, реверсивного счетчика РСч и цифро-аналогового преобразователя ЦАП:

$$U_{\text{пор}}(t) = k_c \cdot U_2(t), \quad k_c < 1, \quad (1)$$

где $U_2(t)$ – выходное напряжение ЦАП; k_c – коэффициент связи.

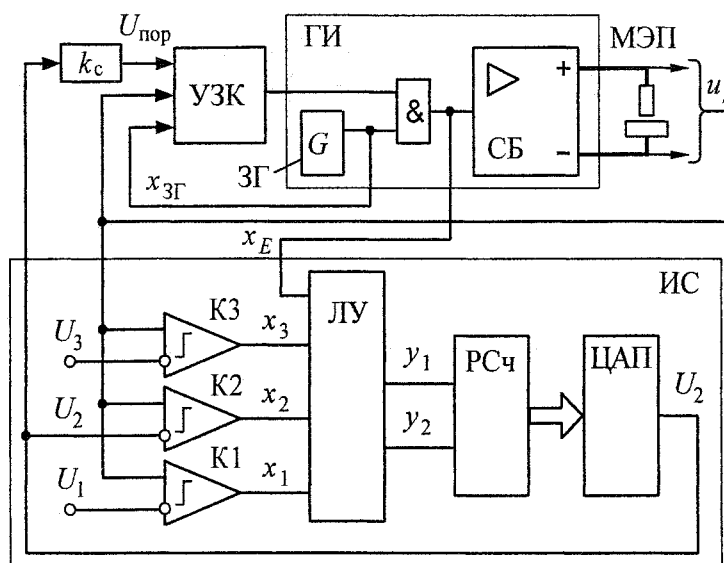


Рис. 1. Функциональная схема системы автоподстройки

Логические сигналы на выходах компараторов $x_i=1$ ($i=1, \dots, 3$) возникают при $u_s(t) > U_i$, причем $U_1 > U_2 > U_3$. С помощью напряжений U_1 и U_3 задаются границы настройки и выявляются импульсы холостого хода и короткого замыкания, которые не должны создавать счетных импульсов для РСЧ.

Формирование импульсов сложения y_1 или вычитания y_2 на выходах ЛУ (рис. 2) происходит в моменты окончания импульса ЭДС генератора $x_E = x_{зГ} \cdot x_{узК}$ и описывается функциями

$$y_1 = x_1 \cdot x_2 \cdot x_3 \cdot dx_E; \quad y_2 = x_1 \cdot \overline{x_2} \cdot \overline{x_3} \cdot dx_E,$$

где $x_{узК}$ – выходной сигнал УЗК; dx_E – импульсный сигнал, соответствующий заднему фронту импульса x_E .

Такая логика обеспечивает контроль напряжения на МЭП в конце разряда и его использование в качестве задающего воздействия для контура настройки напряжения $U_{пор}$.

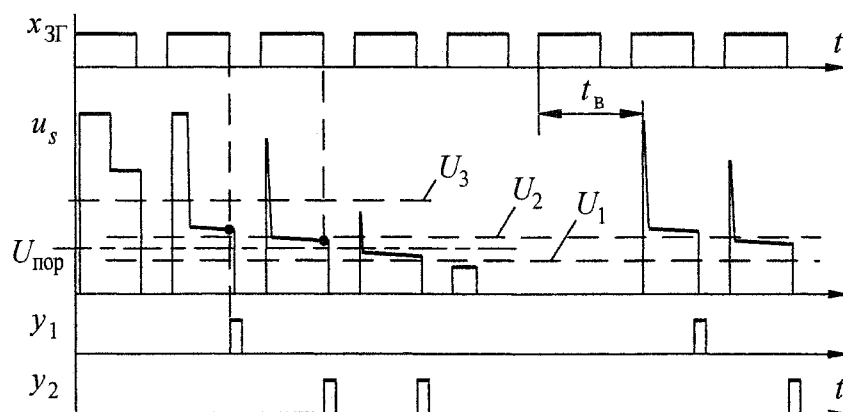


Рис. 2. Диаграмма работы логического устройства

Рассмотрим работу следящей системы с учетом влияния УЗК. Обозначим через $\tilde{u}_{s,к}$ случайную величину – напряжение на МЭП в конце импульса, $\tilde{u}_2(t)$ – случайный процесс на выходе ЦАП, $f(u)$ – плотность вероятности величины $\tilde{u}_{s,к}$ для всех импульсов, включая холостые и импульсы короткого замыкания. Точками $u=U_1$ и $u=U_3$ возможные значения напряжения делятся на три интервала, которым соответствуют участки кривой распределения f_1, f_2 , и f_3 , (рис. 3).

Вероятности попадания величины $\tilde{u}_{с.к}$ в эти интервалы обозначим через λ_1 , λ_2 , и λ_3 , причем $\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 = 1$. Вероятность пробоя МЭП

$$l = P(\tilde{u}_{с.к} < U_3) = \lambda_1 + \lambda_2. \tag{2}$$

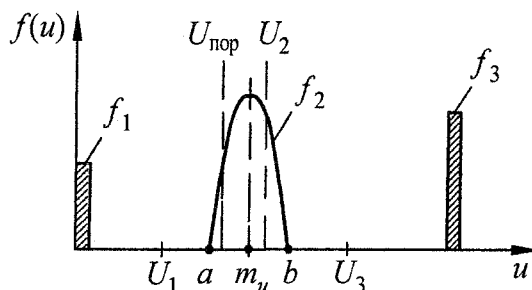


Рис. 3. Плотность распределения напряжения импульсов

Предположим, что на интервале $[a, b]$, соответствующем разрядам, плотность вероятности может быть описана уравнением параболы в виде

$$f_2(u) = \frac{3\lambda_2}{4\delta} \cdot \left[1 - \frac{(u - m_u)^2}{\delta^2} \right] = \frac{3\lambda_2}{4\delta} \cdot [1 - v^2], \tag{3}$$

где $m_u = (a + b)/2$ – математическое ожидание контролируемого напряжения для разрядов; $\delta = m_u - a = (b - a)/2$, $v = (u - m_u)/\delta$.

интегральная функция распределения величины $\tilde{u}_{с.к}$ в интервале $[U_1, U_3]$ будет иметь вид:

$$F(u) = \begin{cases} \lambda_1, & \text{при } U_1 \leq u \leq a; \\ \lambda_1 + (\lambda_2/4) \cdot [3v - v^3 + 2], & \text{при } a \leq u \leq b; \\ \lambda_1 + \lambda_2, & \text{при } b \leq u \leq U_3. \end{cases} \tag{4}$$

Поскольку выходное напряжение ЦАП изменяется дискретно, а вероятности появления сигналов u_1, u_2 , определяющие направление счета, зависят от его текущего значения, случайный процесс $\tilde{u}_2(t)$ представляет собой Марковскую цепь с матрицей переходных вероятностей $[P_{ij}]$. Число состояний этой цепи $(k+1)$ равно числу возможных значений напряжения.

Определим характеристики стационарного случайного процесса, предполагая, что при выбранном шаге квантования h напряжение не выходит за пределы интервала $[a, b]$. В этом случае наибольший номер состояния Марковской цепи равен $k = (b - a)/h$, и некоторому состоянию S_i можно поставить в соответствие уровень напряжения

$$U_{2i} = a + h \cdot i, \quad i = \overline{0, k}. \tag{5}$$

Согласно рис. 3 и уравнениям ЛУ при $x_{взк} = 1$ импульсы на входе сложения РСч возникают с вероятностью $p_i = \lambda - F(U_{2i})$, а на входе вычитания – с вероятностью $q_i = F(U_{2i}) - \lambda_1$. Вероятность отсутствия этих двух импульсов и сохранения состояния S_i равна $r = 1 - l + \lambda_1 = 1 - \lambda_2$. Следовательно, элементы матрицы перехода могут быть описаны общей формулой:

$$P_{ij} = \begin{cases} q_i, & \text{если } j = i - 1; \\ r, & \text{если } j = i; \\ p_i, & \text{если } j = i + 1; \\ 0, & \text{в остальных случаях.} \end{cases} \tag{6}$$

Как известно, такая матрица соответствует процессу одномерного случайного блуждания [4, 5]. Финальные вероятности $\{P_i\}$, $i = \overline{0, k}$ состояний процесса вычисляются путем последовательного решения уравнений вида

$$P_i = p_{i-1}P_{i-1} + rP_i + q_{i+1}P_{i+1},$$

которые дополняются условием $p_0 = 1 - r$ и условием нормировки $\sum P_i = 1$. В результате получаем:

$$P_0^{-1} = 1 + \sum_{i=1}^k \prod_{k=0}^{i-1} \frac{p_k}{q_{k+1}}; P_i = P_0 \cdot \prod_{k=0}^{i-1} \frac{p_k}{q_{k+1}}, i = \overline{1, k}. \quad (7)$$

Заметим, что отношение p_k/q_{k+1} и, соответственно, финальные вероятности не зависят от величин l и l_1 .

С помощью финальных вероятностей можно оценить точность настройки порогового напряжения. Для этого найдем вероятность нахождения величины $\tilde{u}_2(t)$ в заданной полосе значений $(m_u \pm nh)$:

$$P(nh) = P \left[|\tilde{u}_2(t) - m_u| \leq nh \right], n = 0, 1, \dots$$

Возьмем нечетное число состояний $(k+1)$, при котором средний уровень напряжения U_{2l} , $l = k/2$ совпадает с математическим ожиданием напряжения разрядов m_u . Тогда получим:

$$P(nh) = \sum_{i=l-n}^{l+n} P_i, n = 0, 1, \dots \quad (8)$$

В табл. 1 приведены значения этой вероятности, рассчитанные по формулам (3)...(8) при $a=24$ В, $m_u=25$ В для двух значений шага квантования: $h=0,1$ В и $h=0,05$ В. Как видим, при шаге $h=0,05$ В напряжение $\tilde{u}_2(t)$ не выходит за пределы $25 \pm 0,5$ В с вероятностью 0,99997.

Таблица 1

Вероятность нахождения напряжения ЦАП в интервале $m_u \pm nh$

Отклонение nh , В	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
Вероятность $P(n \cdot 0,1)$	0,213	0,582	0,825	0,944	0,987	0,998
Вероятность $P(n \cdot 0,05)$	0,152	0,664	0,918	0,9885	0,99914	0,99997

Следует отметить, что ввиду случайных изменений напряжения разряда возможны ложные отключения ГИ при нормальном импульсе напряжения. Вероятность такого события определяется соотношением

$$p_{л} = P \left[a \leq \tilde{u}_{s,k} \leq k_c \cdot \tilde{u}_2(t) \right].$$

Так как это событие может происходить при разных значениях порогового напряжения $U_{пор.i} = k_c U_{2,i}$, для нахождения величины $p_{л}$ воспользуемся формулой полной вероятности. Получим:

$$p_{л} = \sum_{i=1}^k P_i \cdot F(U_{пор.i}) - \lambda_1. \quad (9)$$

Расчетные значения вероятности $p_{л}$ приведены в табл. 2 для $a=24$ В, $m_u=25$ В, $\lambda=1$, $\lambda_1=0$.

Полученные результаты показывают, что снижение шага квантования h и коэффициента k_c приводит к уменьшению вероятности ложного отключения генератора.

Для выбора этих параметров зададимся допустимой долей потерь рабочего времени $\Delta \bar{t}_{\text{раб}}$, временем восстановления импульсов после МКЗ $t_{\text{в}}$ (рис. 2) и частотой задающего генератора $f_{\text{ЗГ}}$

[2]. По этим параметрам найдем среднюю частоту срабатывания УЗК $f_k = \Delta t_{\text{раб}} / t_B$. Очевидно, что должно выполняться условие $p_n < f_k / f_{3Г}$. Например, при $f_k = 0,1$ Гц и $f_{3Г} = 100$ кГц получаем $p_n < 1 \cdot 10^{-6}$, что в табл. 2 соответствует коэффициенту $k_c = 0,94$ при шаге квантования $h = 0,05$ В.

Вероятность ложного отключения генератора

Таблица 2

Шаг квантования h , В	0,05			0,1		
	Коэффициент k_c	0,94	0,95	0,96	0,94	0,95
Вероятность p_n	$1 \cdot 10^{-8}$	$6 \cdot 10^{-5}$	$6 \cdot 10^{-3}$	$5 \cdot 10^{-6}$	$6 \cdot 10^{-4}$	$1 \cdot 10^{-2}$

В реальных условиях обработки наблюдается последствие разрядов, и напряжение на МЭП изменяется не так быстро, как при абсолютно случайном процессе. Вследствие этого интервал распределения $[a, b]$ на небольшом отрезке времени может оказаться более узким по сравнению с принятым в расчете (2 В). При этом математическое ожидание m_u изменяется при изменении межэлектродного зазора и загрязненности рабочей среды.

Время выхода следящей измерительной системы на установившийся режим (время настройки) зависит от начального значения напряжения ЦАП $U_{2\text{нач}}$, частоты импульсов $f_{3Г}$, шага квантования h и вероятности возникновения разрядов λ :

$$t_n \geq \frac{|m_u - U_{2\text{нач}}|}{h \cdot f_{3Г} \cdot \lambda}.$$

Например, при $|m_u - U_{2\text{нач}}| = 2$ В, $f_{3Г} = 1000$ Гц, $h = 0,05$ В и $\lambda = 1$ получаем $t_n \approx 40 / f_{3Г} = 0,04$ с (при отсутствии срабатываний УЗК).

Моделирование работы системы с помощью программы *VisSim* показало, что предлагаемый способ автоматической настройки УЗК с помощью следящей измерительной системы работоспособен и при достаточно малом шаге квантования позволяет поддерживать стабильное значение порогового напряжения.

Экспериментальная проверка предлагаемого устройства производилась при прошивке квадратного отверстия площадью 1 см^2 графитовым электродом-инструментом в стальной заготовке. Обработка велась прямоугольными импульсами с частотой 1 кГц , скважностью $1,2$ и амплитудой тока 60 А при $U_{\text{пор}} = 23,5 \dots 25$ В, шаге квантования $h = 0,05$ В и времени задержки срабатывания $t_{3с} = 200$ мкс. Для очистки МЭП применялась автоматическая релаксация (периодический отвод) электрода-инструмента. В результате глубина обработки 10 мм была достигнута за 20 мин, а глубина 20 мм – за 60 мин.

Таким образом, применение автоматической настройки порогового напряжения и малого времени задержки срабатывания защиты позволяет снизить вероятность наростообразования в МЭП.

Литература

1. Иоффе В.Ф., Коренблюм М.В., Шавырин В.А. Автоматизированные электроэрозионные станки. – Л.: Машиностроение, 1984. – 227 с.
2. Нуждов В.М. Выбор параметров устройства для защиты от коротких замыканий при электроэрозионной обработке // Автоматизация расчета и контроля параметров изделий в машиностроении: сб. науч. тр. – Челябинск: ЧГТУ, 1995. – С. 78–83.
3. Авт. свид. № 778987 СССР, МКИ⁴ В23Н 1/02. Устройство для защиты от коротких замыканий при электроэрозионной обработке / В.М. Нуждов. – Опубл. 15.11.80, Бюлл. № 42.
4. Тихонов В.И., Миронов М.А. Марковские процессы. – М.: Советское радио, 1977. – 488 с.
5. Карлин С. Основы теории случайных процессов. – М.: Мир, 1971. – 536 с.

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ПОГРЕШНОСТЕЙ СТАНКОВ С УСТРОЙСТВАМИ ЧПУ КЛАССА PCNC

С.А. Псарев

Разработаны математические модели, связывающие технологические параметры процесса металлообработки с параметрами быстрого действия УЧПУ (временем, затрачиваемым на один такт управления), а также с точностью обработки и радиусом кривизны траектории, определяемой формой обрабатываемой детали. Описан диагностический программный пакет, разработанный на основе полученных математических моделей.

Параметры точности обработки являются важнейшими показателями качества металлорежущих станков и деталей, обрабатываемых на станках. Непрерывно возрастающие требования к качеству и надежности выпускаемой продукции машиностроения выдвигают первоочередную задачу создания металлорежущих станков высокой точности. В последнее время получили распространение станки, использующие УЧПУ класса PCNC (Personal Computer Numerical Control) [1, 2]. Эти системы, являясь открытыми, существенно расширяют как функциональные возможности станков, так и возможности адаптации УЧПУ к особенностям различных видов и типов станков. Точность управления достигает долей микрометра, а архитектура программного обеспечения создает возможности расширения набора функций. В УЧПУ класса PCNC все управляющие алгоритмы, алгоритмы интерполяции, а также алгоритмы интерпретации управляющей программы реализованы программно. В связи с этим обостряется проблема определения и учета вклада, вносимого программным обеспечением УЧПУ класса PCNC в суммарную погрешность детали и, вместе с тем, обеспечивается возможность решения этой проблемы.

При выборе и использовании УЧПУ класса PCNC технолог-программист должен иметь возможность определить технологические ограничения, специфические для имеющегося персонального компьютера и программного обеспечения, тем более что производитель УЧПУ может поставлять его в виде одного лишь программного пакета без поставки персонального компьютера. Таким образом, необходим программный пакет, который позволял бы диагностировать имеющееся программное и аппаратное обеспечения, а также управляющую программу по требованиям обеспечения заданной точности обработки.

Для решения поставленной задачи необходимо получить математическую модель погрешностей обработки, вносимых УЧПУ. При этом необходимо рассмотреть два случая: случай следящего привода и случай разомкнутого (шагового) привода. Эти случаи различаются характером управления движением инструмента и, по сути, представляют собой две разные математические модели.

Следящий привод

Рассмотрим погрешность траектории, возникающую из-за дискретного характера управления. Изменение установок скорости приводов подачи происходит с определенной частотой, т. е. некоторый, малый промежуток времени инструмент движется по прямой, после чего происходит следующее воздействие, которое изменяет скорости приводов подачи, изменяя, таким образом, вектор движения. Проиллюстрируем это на рис. 1.

Дугой АВ обозначена заданная траектория инструмента. Ломаная 1–2–3–4 – реальная траектория движения. Погрешность d зависит от следующих параметров: S – скорости движения инструмента (подача), α – угла между вектором скорости и касательной к заданной траектории, t – времени, затрачиваемого на расчет вектора скорости и его составляющих, R – радиуса кривизны траектории.

Скорость S задается программистом-технологом, который исходит из технологических параметров станка и необходимой точности обработки.

Угол α зависит от используемого алгоритма интерполяции (линейная, круговая, сплайновая и т. д.). Алгоритм определяет угол α , исходя из вида обрабатываемой кривой и отклонения от данной кривой, накопленного за предыдущие циклы управления.

Время t зависит от сложности алгоритма интерполяции, т. е. от того, сколько времени нужно устройству ЧПУ на один цикл управления. Таким образом, это время зависит от выбранного метода интерполяции и от скорости вычислителя в УЧПУ. В случае УЧПУ класса PCNC – от скорости персонального компьютера и установленного на нем программного обеспечения (операционной системы, драйверов, и т. д.)

Радиус R зависит от заданной управляющей программой траектории, а следовательно, от формы обрабатываемой детали.

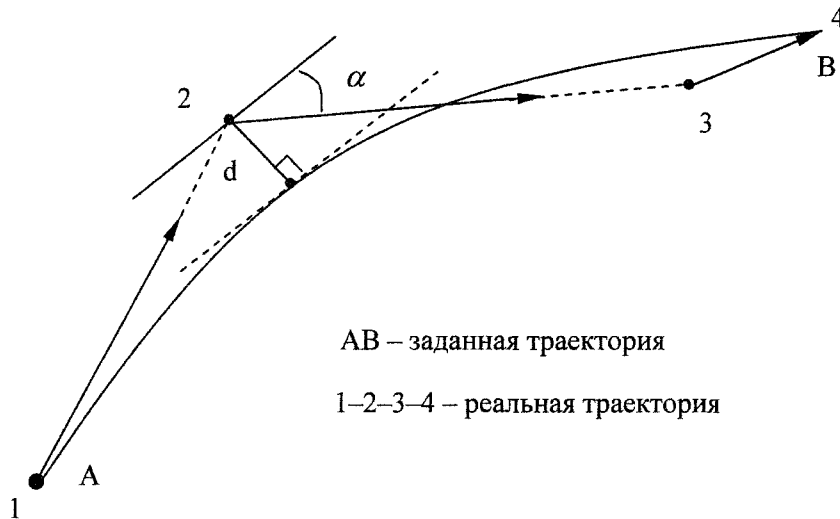


Рис. 1. Движение инструмента для случая следящего привода

Если управление приводами происходит на постоянной частоте, то можно определить время T – максимально допустимое время для расчета параметров следующего шага интерполяции.

Зная параметры процессора устройства ЧПУ (сколько времени тратится на операции сложения, умножения, деления, и т. д.), можно определить допустимое количество операций различного вида внутри одного шага интерполяции. Аналогично можно оценить, какие методы интерполяции можно применять в устройствах ЧПУ класса PCNC, использующих современные процессоры. Используя вышесказанное, опишем модель максимальной погрешности, вызываемой дискретным характером работы УЧПУ. При этом будем исходить из следующих допущений:

1. Максимальная погрешность возникает после окончания цикла управления, в начале которого инструмент находился точно на обрабатываемой кривой. Данное предположение правомерно, так как, если инструмент находился не на обрабатываемой кривой, то алгоритм интерполяции выберет направление движения так, чтобы приблизить инструмент к заданной траектории, уменьшая погрешность.

2. В течение времени между двумя управляющими воздействиями инструмент движется по прямой с постоянной скоростью, т. е. переходные процессы в данной модели не учитываются. Для упрощения модели будем считать смену направления движения инструмента мгновенной, так как вектор движения обычно меняется очень незначительно и переходный процесс занимает на порядок меньше времени, чем один такт управления.

3. Радиус кривизны заданной траектории, т. е. кривой, которую обрабатывает УЧПУ, в течение времени, затрачиваемого на расчеты на одном такте управления, меняется незначительно. Поэтому заданную траекторию инструмента на рассматриваемом достаточно малом отрезке времени будем считать дугой окружности.

Формула, полученная в результате составления модели, должна связывать параметры режимов обработки (величину подачи), параметры точности (максимальную погрешность, вносимую УЧПУ), а также параметры обрабатываемой детали (радиус кривизны траектории). Исходя из первого предположения, при составлении формулы параметр α можно принять равным нулю.

На рис. 2 дугой обозначена заданная траектория с учетом допущений, АВ – реальная траектория инструмента с учетом допущений, СВ – погрешность, возникшая в течение одного цикла управления, пунктиром обозначена касательная к заданному контуру в точке, ближайшей к положению инструмента в конце цикла управления.

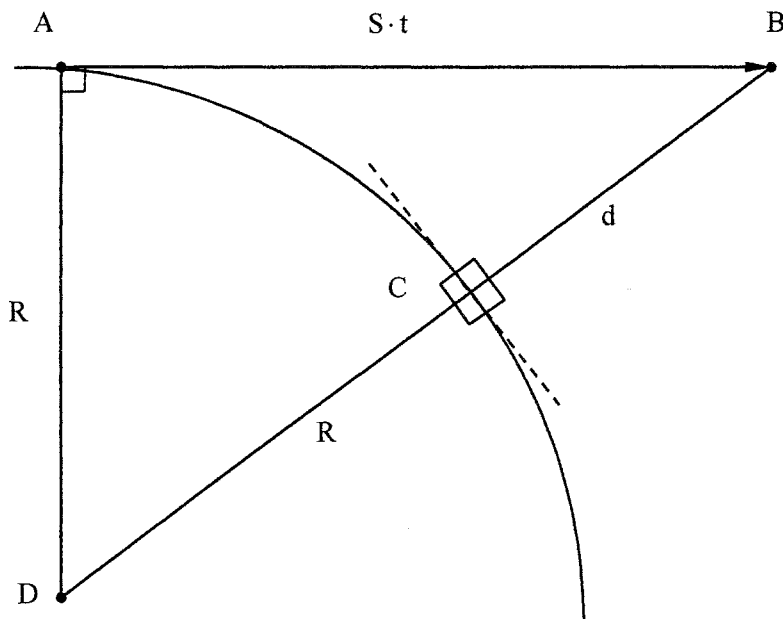


Рис. 2. Движение инструмента с учетом допущений

Из анализа рис. 2 можно получить формулу максимальной погрешности, вносимой программным и аппаратным обеспечением УЧПУ класса PCNC:

$$d_{\max} = \sqrt{(S \cdot t)^2 + R^2} - R.$$

Для расчета максимальной подачи, определяемой быстродействием УЧПУ и допустимой погрешностью, запишем:

$$S_{\max} = \frac{\sqrt{(R + d)^2 - R^2}}{t}.$$

При использовании этой формулы следует иметь в виду, что d – это не суммарная погрешность на контуре, а лишь погрешность, вносимая УЧПУ. Поэтому для расчета максимальной допустимой подачи следует задавать эту величину на порядок меньше величины максимальной допустимой результирующей погрешности детали. Этим будет гарантировано, что вклад УЧПУ в суммарную погрешность будет незначительным.

Для вычисления максимального допустимого времени, которое может затратить УЧПУ на расчеты на одном такте управления приводами, запишем:

$$t_{\max} = \frac{\sqrt{(R + d)^2 - R^2}}{S}.$$

Разомкнутый (шаговый) привод

При использовании в УЧПУ разомкнутых шаговых приводов управление осуществляется на постоянной частоте f . При этом нельзя говорить о какой-либо погрешности, вносимой УЧПУ, так как погрешность воспроизведения контура не превышает перемещения инструмента на один шаг электропривода. Но можно рассматривать технологические ограничения, которые накладываются быстродействием УЧПУ.

На каждом такте управления, которое осуществляется с частотой f , определяется координата (возможно – не одна), по которой следует сделать очередной шаг, после чего на соответствующую

щие приводы посылаются импульсы. Таким образом, быстродействие УЧПУ может ограничивать величину подачи, так как за время $t = 1/f$ необходимо произвести все расчеты по определению направления следующего шага. Кроме непосредственно выполнения алгоритма интерполяции в течение одного такта УЧПУ может рассчитывать параметры эквидистанты и производить какие-либо иные вычисления (например, рассчитывать величину корректирующего воздействия для компенсации упругих деформаций).

При использовании шагового разомкнутого привода на каждый шаг электродвигателя инструмент перемещается на расстояние L , которое является дискретой данного привода. Обозначим максимальную допустимую подачу как S_{\max} . Для движения инструмента с такой подачей на шаговый электродвигатель должны поступать импульсы с частотой

$$f = \frac{S_{\max}}{L}.$$

Следовательно, все вычисления на одном такте управления должны выполняться за время, не превышающее

$$t_{\max} = \frac{L}{S_{\max}}.$$

Данная формула связывает максимальную допустимую подачу с максимальным допустимым временем, затрачиваемым на расчеты на одном такте управления разомкнутым шаговым приводом.

Можно получить формулу для решения обратной задачи – определения максимальной допустимой подачи по времени, затрачиваемом на расчеты:

$$S_{\max} = \frac{L}{t_{\max}}.$$

С использованием описанных моделей был разработан программный пакет «Аналитика и диагностика», позволяющий решать прямую и обратную задачи по оценке погрешности, вносимой программным обеспечением УЧПУ класса PCNC. В пакете реализованы расчеты для рассмотренных типов приводов подачи: следящего и шагового.

Ниже перечислены варианты задач, для решения которых можно использовать пакет «Аналитика и диагностика».

1. Для следящего привода подачи:

а) по известному минимальному радиусу кривизны траектории, времени, затрачиваемом на расчеты на одном такте управления приводом, и максимально допустимой погрешности определить максимальную допустимую подачу;

б) по известному минимальному радиусу кривизны траектории, максимально допустимой погрешности и максимальной подаче определить время, которое допустимо затратить на расчеты на одном такте управления приводом, что позволяет определить, какие алгоритмы управления и какие персональные компьютеры можно использовать в данном УЧПУ класса PCNC;

в) по известному минимальному радиусу кривизны, максимальной подаче и длительности расчетов на одном такте управления приводом определить максимальную погрешность, вносимую УЧПУ класса PCNC.

2. Для шагового привода подачи:

а) по известной максимальной подаче, а также перемещению инструмента на один шаг привода определить допустимое время на расчеты на одном такте управления приводом, что позволяет определить, какие алгоритмы управления и какие персональные компьютеры можно использовать в данном УЧПУ класса PCNC;

б) по известному перемещению инструмента на один шаг двигателя и времени одного такта управления приводом определить максимальную допустимую подачу.

Задачи 1б, 1в и 2а были реализованы в аналитическом модуле, который можно использовать при разработке УЧПУ класса PCNC. Задачи 1а и 2б были реализованы в диагностическом модуле, который расширяет пакет «Диагностика», разработанный на кафедре «Станки и инструмент» ЮУрГУ [3].

Пакет «Диагностика» используется во время прогонки управляющих программ в режиме имитатора, для выявления технологических ошибок в составленной программе. Диагностический

модуль пакета «Аналитика и диагностика», расширяющий список диагностируемых технологических ограничений контролем по подаче, допустимой быстродействием УЧПУ, прошел апробацию в УЧПУ класса PCNC настольных и минигабаритных токарных и фрезерных станков.

Созданная система диагностирования позволяет оценить возможности СЧПУ класса PCNC и управляющих программ по обеспечению заданных технологических требований обработки деталей на станках с различными типами приводов: замкнутых по скорости, замкнутых по положению, разомкнутых (шаговых).

Литература

1. Мазеин П.Г., Псарев С.А. Компьютерное моделирование станков и станочных систем // XII Всероссийская научно-методическая конференция «Телематика 2005». – С.-Петербург, 2005. – С. 133–136.

2. Мазеин П.Г., Псарев С.А., Свиридов С.Н. Компьютерное моделирование станков с ЧПУ // Единое образовательное пространство славянских государств в XXI веке. Проблемы и перспективы: Материалы II н/п. конф. – Брянск: БГТУ, СГА, 2006. – С. 319–322.

3. Свидетельство N50200300267 о государственной регистрации в отраслевом фонде алгоритмов и программ. Программа диагностирования управляющих программ для станков с компьютерными системами ЧПУ / С.А. Псарев, П.Г. Мазеин, 2003.

Сведения об авторах

Абызов Алексей Александрович. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Прикладная механика, динамика и прочность машин» ЮУрГУ. Область научных интересов – компьютерное моделирование динамики и прогнозирование прочностной надежности систем мобильных машин при нестационарном многопараметрическом случайном воздействии, экспериментальные исследования динамических процессов в условиях реальной эксплуатации.

Alexey A. Abyzov. The candidate of engineering science, senior lecturer of « Applied mechanics, dynamic and strength of machines» department of the South Ural State University. Area of scientific interests – computer modeling of dynamics and prognosis of strength reliability of transport systems under nonstable multiparametric random loading, experimental investigation of dynamic process in real exploitation conditions.

Алюков Сергей Викторович. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Общеобразовательные дисциплины» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – бесступенчатые механические передачи, механизмы свободного хода, математическое моделирование динамических процессов.

Sergey V. Alyukov. The candidate of engineering science, senior lecturer of «General Education Subjects» department of the South Ural State University. The area of scientific interests – continuous variable transmissions, one-way clutches, mathematic modeling of dynamic processes.

Барков Леонид Андреевич. Доктор технических наук, профессор кафедры «Машины и технологии обработки материалов давлением» Южно-Уральского государственного университета, действительный член Международной академии науки и практики организации производства, заслуженный деятель науки Российской Федерации. Область научных интересов – обработка давлением труднодеформируемых и малопластичных материалов.

Leonid A. Barkov. The doktor of engeneering science, professor of «Mashines and Technologies Treatment of Materials by Pressure» department of the South Ural State University, the Real member of the International Academy of production Engineering Science and Practice, the Honoured Scientist of Russian Federation. The area of scientific interests – hard–deformable and few–plastic materials handling by pressure.

Бердов Евгений Иванович. Кандидат технических наук, доцент, преподаватель кафедры «Тракторы и автомобили» Челябинского государственного агроинженерного университета. Область научных интересов – теория движения гусеничных машин.

Eugeny I. Berdov. Cand.Tech.Sci., the senior lecturer, the teacher of «Tractors and automobiles» department of the Chelyabinsk state agrarian engineering university. The area of scientific interests – the theory of movement of caterpillar machines.

Березин Игорь Яковлевич. Доктор технических наук, профессор кафедры «Прикладная механика, динамика и прочность машин» ЮУрГУ. Область научных интересов – динамика связанных нелинейных систем при нестационарном многопараметрическом случайном воздействии, компьютерное моделирование эксплуатационной нагруженности и прогнозирование прочностной надежности транспортных машин, экспериментальные исследования динамических процессов в условиях реальной эксплуатации мобильных машин.

Igor Y. Berezin. Doctor of engineering science, the professor of «Applied mechanics, dynamic and strength of machines» department of the South Ural State University. The area of scientific interests – dynamics of coupled nonlinear systems under nonstable multiparametric random loading, computer modeling of practical loading and prognosis of strength reliability of transport systems, experimental investigation of dynamic process in real exploitation conditions of vehicles.

Сведения об авторах

Бондарь Владимир Николаевич. Кандидат технических наук, профессор, заслуженный машиностроитель Российской Федерации, генеральный директор открытого акционерного общества «Научно-исследовательский институт автотракторной техники» (ОАО «НИИ АТТ»), руководитель сертификационного центра автотракторной техники, заведующий кафедрой «Специальные и дорожно-строительные машины» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – силовые установки промышленных тракторов, сертификационные испытания автотракторной техники.

Vladimir N. Bondar. The candidate of engineering science, the professor, the deserved machine engineer of the Russian Federation, the general director of open joint-stock company «Scientific research institute of autotractor technics», the head of the certified center of the autotractor technics, the head of «Special and road-building machines» department of the South Urals State University. The area of scientific interests – power-plants of industrial tractors, certified tests of autotractor technics.

Воронина Юлия Геннадьевна. Инженер-механик по специальности «Самолето- и вертолетостроение».

Yulia G. Voronina. Engineer-mechanic of «Aircraft - and helicopter production».

Грамм Михаил Израильевич. Кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Теоретические основы электротехники» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – методы анализа и описания случайных процессов в электрических и механических системах.

Micael I. Gramm. The candidate of engineering science, senior lecturer of «Internal Combustion Engines» department of the South State University.

Гусев Алексей Иванович. Аспирант кафедры «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – гидродинамическая теория смазки трибосопряжений поршневых машин.

Alexey I. Gusev. The post-graduate student of «Motor transport» department of the South Ural State University. The area of scientific interests – hydrodynamical theory of greasing of tribocontacts of piston machines.

Держанский Виктор Борисович. Доктор технических наук, профессор, заслуженный машиностроитель РФ, заведующий кафедрой гусеничных машин Курганского государственного университета. Область научных интересов – динамика управляемого движения транспортных машин.

Victor B. Derganskey. The doctor of engineering science, professor, the Honoured machines builder RF, the head of «caterpillar machines» department of the Kurgan State University. The area of scientific interests – a track record of the operated moving the transport machines .

Драгунов Геннадий Дмитриевич. Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Автомобили» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – автоматизация трансмиссий автомобиля.

Gennadi D. Dragunow. The doctor of engineering science, professor, the head of «Automobile» department of the South Urals State University. The area of scientific interests – automation of automobiles transmissions.

Джейза Робин. Дипломированный инженер, сотрудник Центра компетенции в трибологии в составе технологического и исследовательского центра Винер Нейштадт.

Robin Jisa. Dipl.-Ing. Researcher at the Austrian Center of Competence for Tribology Wiener Neustadt.

Жебелев Константин Сергеевич. Кандидат технических наук, доцент кафедры гусеничных машин Курганского государственного университета. Область научных интересов – динамическая нагруженность и управление транспортными машинами.

Konstantin S. Zhebelev. The candidate of engineering sciences, senior lecturer of «Caterpillar machines» department of the Kurgan State University. The Area scientific interest – a dynamic load and operated moving the transport machines.

Задорожная Елена Анатольевна. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – динамика роторов на опорах скольжения с плавающими втулками, гидродинамическая теория смазки.

Elena A. Zadorozhnaya. The candidate of engineering science, senior lecturer of «Motor transport» department of the South Urals State University. The area of scientific interests – dynamics of rotors on floating bushed journal bearings, hydrodynamic lubrication theory.

Зиновьев Радий Сергеевич. Кандидат технических наук, технический директор ГНПК «Полидор». Область научных интересов – конструирование и производство изделий из композиционных материалов.

Radiy S. Zinoviev. The candidate of engineering science, the technical director of SSPC «Polidor». The area of scientific interests – mechanics of composite materials, technology and design of structures.

Изгарев Григорий Максимович. Старший научный сотрудник открытого акционерного общества «Научно-исследовательский институт автотракторной техники» (ОАО «НИИ АТТ»). Область научных интересов – испытания тракторной техники и дорожно-строительных машин.

Grigory M. Izgarev. The senior scientific employee of open joint-stock company «Scientific research institute of tractor technics». The area of scientific interests – tests of tractor technics and road-building machines.

Каплунов Борис Григорьевич. Доктор технических наук, профессор кафедры «Машины и технологии обработки материалов давлением» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – теория и технология процессов горячей объемной штамповки.

Boris G. Kaplunov. The doctor of engineering science, professor of «Machines and Technologies of Handling Materials by Pressure» department of the South Urals State University. The area of scientific – the theory and technique of processes of die work.

Караваев Валентин Георгиевич Кандидат технических наук, доцент кафедры «Теоретическая механика» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – гидродинамическая теория смазки, динамика опор скольжения.

Valentin G. Karavaev. The candidate of engineering science, senior lecturer of «Theoretic mechanics» department of the South Urals State University. The area of scientific interests – hydrodynamic lubrication theory, sliding supports dynamics.

Келлер Андрей Владимирович. Кандидат технических наук, доцент, старший преподаватель кафедры автомобильной техники Челябинского военного автомобильного института. Область научных интересов – автоматизация трансмиссий автомобиля.

Andrei W. Keller. The candidate of engineering science, docent, senior lecturer of «Automobile technique» department of the Chelyabinsk Military Automobile Institute. The area of scientific interests – automation of automobiles transmissions.

Кондаков Сергей Владимирович. Кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры «Специальные и дорожно-строительные машины» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – теория движения, бесступенчатые передачи военных гусеничных машин.

Sergey V. Kondakov. The candidate of engineering science, the professor of «Special and road-building machines» department of the South Urals State University. The area of scientific interests – the theory of movement, power transfers of military caterpillar machines.

Сведения об авторах

Лаврик Александр Николаевич. Доктор технических наук, профессор кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – физико-химические свойства углеводородных топлив и смазочных жидкостей.

Aleksandr N. Lavrik. Doctor of engineering science, professor of «Internal Combustion Engines» department of the South State University. The area of scientific interests – utilizing of carbohydrogen fuels, diesel operating cycle at running on different fuel types.

Лазарев Владислав Евгеньевич. Кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры двигателей внутреннего сгорания Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – тепломеханическая нагруженность элементов внутрицилиндрового пространства, работоспособность дизеля при форсировании.

Vladislav E. Lazarev. The candidate of engineering science, senior lecturer of «Internal Combustion Engines» department of the South State University. The area of scientific interests – thermal and mechanical loadings of intercylinder space elements, diesel engines design and operating processes improving.

Лазарев Евгений Анатольевич. Доктор технических наук, профессор кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – рабочий цикл и тепломеханическая нагруженность дизелей.

Evgeny A. Lazarev. Doctor of engineering science, professor of «Internal Combustion Engines» department of the South State University. The area of scientific interests – research and modeling of piston internal combustion engines processes, injection and burning of fuel, thermal and mechanical loadings of diesel engines.

Марченко Сергей Николаевич. Инженер, старший преподаватель кафедры автомобильной техники Челябинского военного автомобильного института. Область научных интересов – автоматизация трансмиссий автомобиля.

Sergei N. Marchenko. Engineer, senior lecturer of “Automobile technique” department of the Chelyabinsk Military Automobile Institute. The area of scientific interests – automation of automobiles’ transmissions.

Новосельский Алексей Евгеньевич. Аспирант кафедры «Специальные и дорожно-строительные машины» Южно-Уральского государственного университета, младший научный сотрудник открытого акционерного общества «Научно-исследовательский институт автотракторной техники» (ОАО «НИИ АТТ»). Область научных интересов – силовые установки промышленных тракторов, бесступенчатые передачи автотракторной техники.

Alexey E. Novoselsky. The post-graduate student of «Special and road-building machines» department of the South Urals State University, the younger scientific employee of open joint-stock company «Scientific research institute of autotractor technics». The area of scientific interests – powerplants of industrial tractors, power transfers of autotractor technics.

Нуждов Виктор Матвеевич. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Автоматизация механосборочного производства» Южно-Уральского государственного университета, доцент. Область научных интересов – автоматизация электроэрозионных станков, электромеханика.

Victor M. Nuzhdov. The candidate of engineering science, senior lecturer of «Mechano-Assembly Production Automation» department of the South Ural State University. The area of scientific interests – electro-discharge machining automation, electro-mechanics.

Павлюк Юрий Степанович. Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Летательные аппараты» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – решение задач оценки динамической нагруженности конструкций в условиях случайного вибрационного нагружения.

Yury S. Pavlyuk. Doctor of engineering science, the professor, the head of «Aircraft» department of the South Urals State University. The area of scientific interests – the solution of tasks concerning construction dynamic loading estimation under random vibration loading.

Паушитц Андреас. Доктор, дипломированный инженер, юрисконсульт Центра компетенции в трибологии в составе технологического и исследовательского центра Винер Нейштадт.

Andreas Pauschitz. Dipl.-Ing. Dr. Researcher at the Austrian Center of Competence for Tribology Wiener Neustadt.

Петрова Лина Николаевна. Старший преподаватель кафедры «Автоматизация механосборочного производства» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – современные методы управления технологическим оборудованием.

Lina N. Petrova. Senior teacher of «Mechano-Assembly Automation» department of the South Ural State University. The area of scientific interests – modern methods of control of manufacturing equipments.

Плаксин Антон Викторович. Старший преподаватель кафедры «Технологии производства машин» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – совершенствование технологии изготовления поковок трубопроводных фланцев.

Anton V. Plaxin. Senior teacher of «Technology of Machines Production» department of the South Urals State University. The area of scientific – perfection of manufacturing technology of trumpet flanges forgings.

Позин Борис Михайлович. Доктор технических наук, профессор, Заслуженный машиностроитель РФ, профессор кафедры «ТМ и ТММ» ЧГАУ, главный конструктор направления ООО «ГСКБ ЧТЗ». Область научных интересов – теоретические проблемы транспортного и дорожно-строительного машиностроения, теория движения машин, механика, оптимальное управление.

Pozin Boris Michaelovitch. The doctor of engineering science, professor, Honoured Mechanician of the Russian Federation, professor of the Theoretical Mechanics department of the Chelyabinsk Agricultural Engineering University, Chief Designer of the National Construction and Design Bureau «Chelyabinsk Tractor Plant» Ltd. Research interests – theoretical problems in transport and road-construction engineering, theory of machine kinematics, mechanics, optimal control.

Прокопьев Валерий Никифорович. Доктор технических наук, профессор, академик Российской академии транспорта, заведующий кафедрой «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – динамика опор скольжения, трение, износ и смазка машин.

Valeriy N. Prokopjev. Doctor of engineering science, professor, the academician of the Russian academy of transport, the head «Motor transport» department of the South Urals State University. The area of scientific interests – sliding supports dynamics, friction, wear, lubrication of machines.

Псарев Сергей Александрович. Аспирант кафедры «Станки и инструмент» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – станки с УЧПУ класса PCNC, моделирование процесса металлообработки.

Sergei A. Psarev. The post-graduate student of «Tools and machine tools» department of the South Ural State University. The area of scientific interests – PCNC machine tools, modeling of the metal processing.

Рождественский Юрий Владимирович. Доктор технических наук, профессор кафедры «Автомобильный транспорт». Область научных интересов – гидродинамическая теория смазки трибосопряжений поршневых и роторных машин.

Yuri V. Rozhdestvenskiy. The doctor of engineering science, professor of «Motor transport» department of the South Ural State University. The area of scientific interests – hydrodynamical theory of greasing of tribocontacts of piston and rotor machines.

Садаков Олег Сергеевич. Доктор технических наук, профессор кафедры «Прикладная механика, динамика и прочность машин» ЮУрГУ. Область научных интересов – динамика связанных нелинейных систем при нестационарном многопараметрическом случайном воздействии, компьютерное моделирование эксплуатационной нагруженности и прогнозирование прочност-

Сведения об авторах

ной надежности транспортных машин, экспериментальные исследования динамических процессов в условиях реальной эксплуатации мобильных машин.

Oleg S. Sadakov. Doctor of engineering science, the professor of «Applied mechanics, dynamic and strength of machines» department of the South Ural State University. The area of scientific interests – dynamics of coupled nonlinear systems under nonstable multiparametric random loading, computer modeling of practical loading and prognosis of strength reliability of transport systems, experimental investigation of dynamic process in real exploitation conditions of vehicles.

Сакулин Валерий Дмитриевич. Кандидат технических наук, старший научный сотрудник кафедры «Летательные аппараты» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – решение задач оценки динамической нагруженности конструкций в условиях случайного вибрационного нагружения.

Valery D. Sakulin. The candidate of engineering science, scientific worker of «Aircraft» department of the South Urals State University. The area of scientific interests – the solution of tasks concerning construction dynamic loading estimation under random vibration loading.

Самодурова Марина Николаевна. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Машины и технологии обработки материалов давлением» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – порошковая металлургия.

Marina N. Samodurova. The candidate of engineering science, senior lecturer of «Machines and Technologies Treatment of Materials by Pressure» department of the South Ural State University. The area of scientific interests – powder metallurgy.

Семашко Марина Юрьевна. Аспирант кафедры «Машины и технологии обработки материалов давлением» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – мелкозернистые материалы, полученные процессом «Конформ».

Marina Y. Semashko. The post-graduate student of «Machines and Technologies Treatment of Materials by Pressure» department of the South Ural State University. The area of scientific interests – superfine structures of materials obtaining by the «Conform»-process.

Смирнов Владимир Алексеевич. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Автоматизация механосборочного производства» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – современные методы управления технологическим оборудованием.

Vladimir A. Smirnov. The candidate of engineering science, senior lecturer of «Mechano-Assembly Automation» department of the South Ural State University. The area of scientific interests – modern methods of control of manufacturing equipments.

Тараненко Павел Александрович. Ассистент кафедры «Прикладная механика, динамика и прочность машин» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов: теория механических колебаний, динамика гибких роторов.

Pavel A. Taranenko. Assistant of «Applied mechanics, dynamics and strength of machines» department of the South Urals State University. The area of scientific interests – theory of mechanic vibration, dynamics of flexible rotors.

Тараторкин Игорь Александрович. Кандидат технических наук, лауреат премии правительства РФ, доцент кафедры гусеничных машин Курганского государственного университета. Область научных интересов – динамическая нагруженность и управление транспортными машинами.

Igor A. Taratorkin. The Candidate of engineering sciences, laureate bonus government RF, senior lecturer of «Caterpillar machines» department of the Kurgan State University. The Area scientific interest – a dynamic load and operated moving the transport machines.

Телегин Александр Иванович. Доктор физико-математических наук, профессор, декан Электротехнического факультета Миасского филиала Южно-Уральского государственного уни-

верситета, заведующий кафедрой «Системы управления и математическое моделирование». Область научных интересов – математическое моделирование управляемых систем.

Alexander I. Telegin. The doctor of physical-mathematical science, professor, the dean of the Electrotechnical faculty of the Miass branch of the South Ural State University, the head of «Control system and mathematical modeling» department. The area of scientific interests – mathematical modeling of the controllable systems.

Терёшин Денис Анатольевич. Старший преподаватель кафедры «Прикладная механика, динамика и прочность машин» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – разрушение в результате развития трещин и деформирование элементов конструкций под действием нестационарных воздействий.

Denis A. Tereshin. Senior teacher of «Applied mechanics, dynamics and strength of machines» department of the South Ural State University. The area of scientific interests – structural component fracture and deformation under nonsteady loading.

Трояновская Ирина Павловна. Кандидат технических наук, Почетный машиностроитель, доцент кафедры «ТМ и ТММ» ЧГАУ, главный специалист ООО «ГСБ ЧТЗ». Область научных интересов – теоретические проблемы транспортных и тяговых машин, теория движения, механика.

Troyanovskaya Irina Pavlovna. The candidate of engineering science, Honoured Mechanician, senior lecturer of the Theoretical Mechanics Department of the Chelyabinsk Agricultural Engineering University, Chief Specialist of the National Construction and Design Bureau «Chelyabinsk Tractor Plant» Ltd. The area of scientific interests – theoretical problems in transport and traction machines, kinematics, mechanics.

Федяев Константин Васильевич. Магистр техники и технологий, старший преподаватель кафедры «Гидравлика и гидропневмосистемы» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – автоматизация систем управления, помехозащищенная диагностика и мониторинг объектов управления.

Konstantin V. Fedyayev. The magistr of technics and technologies, the senior teacher of «Hydraulics and hydropneumatic systems» department of the South Urals State University. Area of scientific interests – automation of control systems, diagnostics and monitoring of objects of management.

Федоров Виктор Борисович. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Автоматизация механосборочного производства» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – расчет и контроль массо-геометрических характеристик, современные методы управления технологическим оборудованием.

Victor B. Federov. The candidate of engineering science, senior lecturer of «Mechano-Assembly Automation» department of the South Ural State University. The area of scientific interest – account and monitoring of mass-geometrical characteristics, modern methods of control of manufacturing equipments.

Филичкин Николай Васильевич. Доцент кафедры «Специальные и дорожно-строительные машины» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – теория движения и силовые передачи военных гусеничных машин.

Nikolay V. Filichkin. Senior lecturer of «Special and Road-Building Machines» department of the South Urals State University. The area of scientific interests –theory of the movement and transaxles of the military caterpillar machines.

Форлауфер Георг. Доктор, дипломированный инженер, сотрудник Центра компетенции в трибологии в составе технологического и исследовательского центра Винер Нейштадт.

Georg Vorlaufer. Dipl.-Ing. Dr. Researcher at the Austrian Center of Competence for Tribology Wiener Neustadt.

Сведения об авторах

Франек Фридрих. Профессор, доктор, дипломированный инженер, руководитель Центра компетенции в трибологии в составе технологического и исследовательского центра Винер Нейштадт.

Friedrich Franek. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. General Manager and Scientific Head AC2T research GmbH Austrian Center of Competence for Tribology Wiener Neustadt.

Хищенко Юрий Михайлович. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Летательные аппараты» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – расчеты на прочность тонкостенных оболочек ракетных конструкций.

Yuriy M. Hishchenko. The candidate of engineering science, senior lecturer of «Flying devices» department of the South Urals State University. The area of scientific interests – durability calculations for ballistic missiles structures.

Хозенюк Надежда Александровна. Ассистент кафедры «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – динамика роторов на опорах скольжения с плавающими втулками, гидродинамическая теория смазки.

Nadejda A. Xozenuk. Assistant of «Motor transport» department of the South Urals State University. The area of scientific interests – dynamics of rotors on floating bushed journal bearings, hydrodynamic lubrication theory.

Шеркунов Виктор Георгиевич. Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Машины и технологии обработки материалов давлением» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – обработка сплошных и композиционных материалов прокаткой, прессованием и волочением.

Victor G. Sherkunov. Doctor of engineering science, the professor, the head of «Machines and Technologies Treatment of Materials by Pressure» department of the South Urals State University. The area of scientific interests – handling of solid and composite materials by rolling, pressing and dragging.

Экк Аркадий Евгеньевич. Аспирант кафедры «Машины и технологии обработки материалов давлением» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – мелкозернистые материалы, полученные процессом «Конформ».

Arkadiy E. Eck. The post-graduate student of «Machines and Technologies Treatment of Materials by Pressure» department of the South Ural State University. The area of scientific interests – super-fine structures of materials obtaining by the «Conform»-process.

**ВЕСТНИК
ЮЖНО-УРАЛЬСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО УНИВЕРСИТЕТА**

№ 11 (66) 2006

**Серия
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
Выпуск 8**

Издательство Южно-Уральского государственного университета

Подписано в печать 25.12.2006. Формат 60×84 1/8. Печать трафаретная.
Усл. печ. л. 21,86. Уч.-изд. л. 20,67. Тираж 150 экз. Заказ 579/17.

Отпечатано в типографии издательства ЮУрГУ. 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76