

альная идентичность» во многих зарубежных исследованиях рассматривается в качестве аналога понятия «самоопределение»). Юношество – лишь одна из стадий в развитии идентичности, период наиболее яркого её кризиса.

Материалы современных социологических исследований убедительно свидетельствуют о том, что в настоящее время в российском обществе, в целом, можно констатировать противоречивость процесса самоопределения личности в юношеском возрасте. С одной стороны, желание добиться успеха, занять прочное социальное положение в обществе ведет к формированию самостоятельности, успешному управлению своей жизнью. С другой стороны, общественная нестабильность, неуверенность в завтрашнем дне приводит к пессимистическому мироощущению и, как следствие, к пассивности, неготовности брать на себя ответственность и за все происходящее вокруг, и за результаты своих действий.

В связи со всем сказанным выше особую актуальность приобретает комплексный подход к проблеме психолого-педагогического обеспечения развития самоопределения подростков и лиц юношеского возраста в образовательных учреждениях (школах, училищах, техникумах, вузах).

Список литературы:

- [1] Божович Л.И. Личность и ее формирование в детском возрасте /Л.И.Божович. – М.,1968. С. 118–130.
- [2] Бюлер Ш. Что такое пубертатный период? / Педология юности. – М.-Л., 1931.
- [3] Петровский А.В. Развитие личности и проблема ведущей деятельности / А.В. Петровский // Вопросы психологии. – 1987.-№1.- с. 15.
- [4] Рубинштейн С. Л. Проблемы способностей и вопросы психологической теории /С.Л. Рубинштейн // Вопросы психологии. – 1960.-№3.- с. 3–15.
- [5] Эриксон Э. Идентичность: юность и кризис. М., 1996. – 344 с.
- [6] Сидорова О.В., Сидоров Д.Г. Актуальные проблемы психолого-педагогического сопровождения молодежи в современных социокультурных условиях / О.В. Сидорова, Д.Г. Сидоров. Н. Новгород: Изд-во ННГАСУ, 2009. – 103 с.

А.Ю. Смольков, Т.И. Тарнопольская
ФБОУ ВПО «ВГАВТ»

РАЗРАБОТКА КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ АППАРЕЛИ ДЛЯ ПАССАЖИРСКОГО СУДНА

Аппарель пассажирского судна предназначена для облегчения посадки и высадки пассажиров, погрузки-разгрузки грузов. В данной работе проводится разработка кинематической схемы заднего борта и подбор гидроцилиндров для подъёма и опускания аппарели СПК.

Алгоритм подбора гидроцилиндров отражён в блок-схеме, указанной на рис. 1.

Для составления уравнений равновесия используется упрощенная схема конструкции заднего борта судна, которая представлена на рис. 2.

На схеме указаны: вес откидной части – mg , длина аппарели – L , угол наклона аппарели при полном ходе гидроцилиндра – $\alpha=15^\circ$, угол наклона гидроцилиндров β , сила, создаваемая гидроцилиндрами – F , реакции цилиндрического шарнира X_A и Y_A , R_B – опорная реакция в точке B .

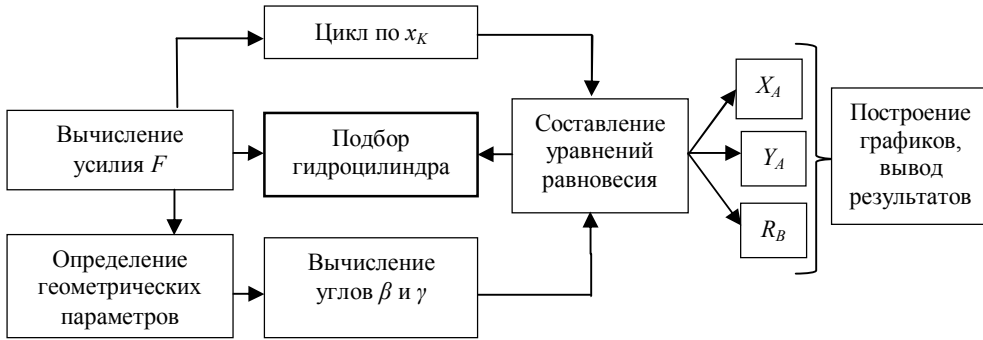


Рис. 1. Блок-схема подбора гидроцилиндров

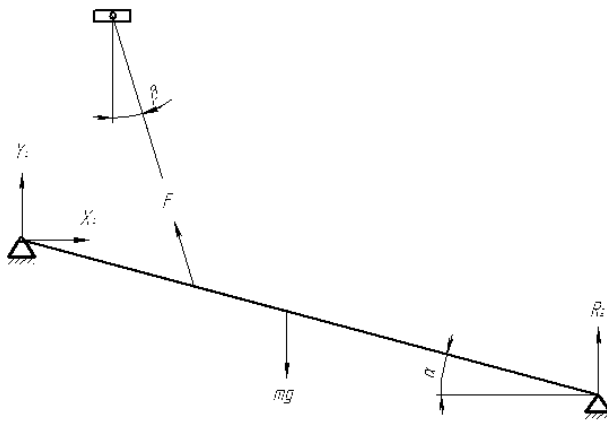


Рис. 2

Уравнения равновесия, необходимые для подбора силы F , создаваемой гидроцилиндрами под углом наклона β к вертикали, составлены согласно расчетной схеме при опирании в точке В на горизонтальную поверхность и имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} \sum F_{xi} = 0; & \quad X_A - F \cdot \sin \beta = 0 \\ \sum F_{yi} = 0; & \quad Y_A + F \cdot \cos \beta - mg + R_B = 0 \\ \sum M_A = 0; & \quad R_B \cdot \cos \alpha \cdot AB - mg \cdot \cos \alpha \cdot \frac{AB}{2} + F \cdot \cos(\alpha + \beta) \cdot x_K = 0 \end{aligned}$$

Примечание: x_K – расстояние от цилиндрического шарнира А до точки крепления гидроцилиндра К, является варьируемой величиной.

Опорные реакции, как функции подбираемой силы F и расстояния x_K представлены в системе (1):

$$\begin{cases} X_A = F \cdot \sin \beta; \\ R_B = \frac{mg}{2} - F \cdot \frac{X_A \cdot \cos(\alpha + \beta)}{AB \cdot \cos \alpha}; \\ Y_A = mg - F \cdot \cos \beta - R_B. \end{cases} \quad (1)$$

На рисунках 3 и 4 изображена часть аппарели, без соблюдения пропорций, в открытом и закрытом состоянии. Цилиндрические шарниры в точках A , K и D , представляют собой крепления как самой аппарели, так и гидроцилиндра. Ниже приведена геометрическая часть рассуждений. Здесь же представлен расчет угла наклона гидроцилиндра β в зависимости от места крепления – x_K .

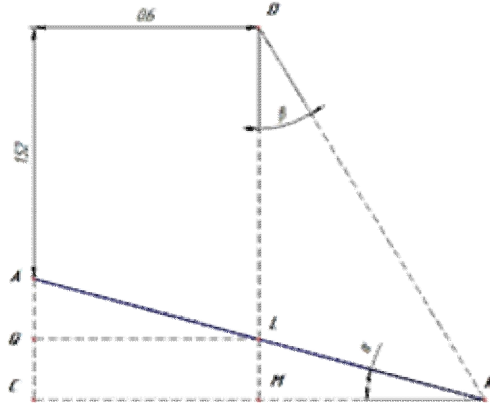


Рис. 3. Часть аппарели в открытом положении при $\alpha = 15^\circ$

$$\begin{aligned}
 AL &= \frac{QL}{\cos \alpha} = 0,62 \text{ м} \\
 AK &= x_K \\
 LK &= x_K - 0,62 \\
 AC &= x_K \cdot \sin \alpha \\
 \Delta ACK &\sim \Delta LMK \\
 \frac{AC}{LM} &= \frac{AK}{LK} \\
 LM &= (x_K - 0,62) \cdot \sin \alpha \\
 AQ &= AL \cdot \sin \alpha = 0,16 \\
 DL &= 1,52 + AQ = 1,68 \\
 DM &= 1,68 + (x_K - 0,62) \cdot \sin \alpha \\
 MK &= (x_K - 0,62) \cdot \cos \alpha \\
 \operatorname{tg} \beta &= \frac{MK}{DM} = \frac{(x_K - 0,62) \cdot \cos \alpha}{1,68 + (x_K - 0,62) \cdot \sin \alpha} \\
 \beta &= \operatorname{arctg} \frac{(x_K - 0,62) \cdot \cos \alpha}{1,68 + (x_K - 0,62) \cdot \sin \alpha}
 \end{aligned} \tag{2}$$

Для полностью закрытого заднего борта с заданным углом $\alpha_1 = 40^\circ$ можно рассчитать максимальный размер по длине подбираемого гидроцилиндра DK_1 . Вычисления с помощью геометрических выкладок, проводим, рассматривая ΔK_1N_1D и $\Delta K_1Q_1L_1$, что позволяет также найти угол γ отклонения гидроцилиндра от вертикали:

$$L_1 K_1 = LK = x_K - 0,62$$

$$AC_1 = x_K \cdot \cos 40^\circ, K_1 C_1 = x_K \cdot \sin 40^\circ$$

$$\frac{L_1 Q_1}{AC_1} = \frac{L_1 K_1}{AK_1}$$

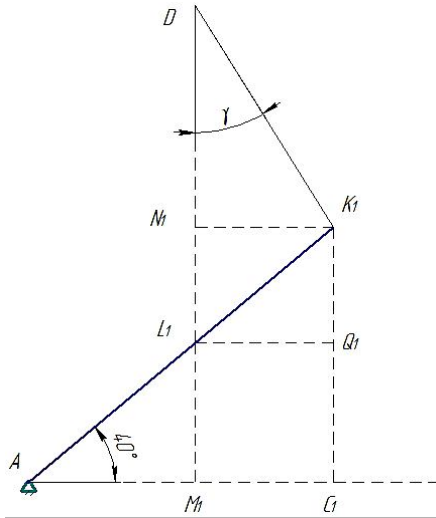


Рис. 4. Часть аппарата в закрытом положении при $\alpha_1 = 40^\circ$

$$L_1 Q_1 = L_1 Q_1 \cdot \cos 40^\circ = (x_K - 0,62) \cos 40^\circ$$

$$K_1 Q_1 = L_1 K_1 \cdot \sin 40^\circ = (x_K - 0,62) \sin 40^\circ$$

$$N_1 K_1 = L_1 Q_1$$

$$N_1 L_1 = K_1 Q_1$$

$$DN_1 = DM_1 - K_1 Q_1 = 1,52 - x_K \sin 40^\circ$$

$$DK_1 = \sqrt{DN_1^2 + N_1 K_1^2} = \sqrt{(1,52 - x_K \sin 40^\circ)^2 + ((x_K - 0,62) \cos 40^\circ)^2}$$

(3)

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{N_1 K_1}{DN_1} = \frac{(x_K - 0,62) \cos 40^\circ}{1,52 - x_K \sin 40^\circ}$$

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{(x_K - 0,62) \cos 40^\circ}{1,52 - x_K \sin 40^\circ}$$

причем, должно соблюдаться условие $\gamma > \beta$, значение угла β получаем из (2).

Расчет D гидроцилиндра в зависимости от F_{\max} проводится на основе методики, предложенной в [1] и [2]. В формуле для определения D : ΔP – перепад давления в гидроцилиндре, $\eta_{\text{мц}}$ – его КПД. Причем максимальное усилие для расчета получено в горизонтальном положении аппарата, которое является критическим с точки зрения нагрузок. Так как расстояние от цилиндрического шарнира A до точки крепления гидроцилиндра K , изменяемый параметр, то расчет угла наклона гидроцилиндров β представлен в зависимости от места крепления при $x_{K1} = 0,82$ м и $x_{K2} = 1,24$ м.

$$\beta_1 = \arctg \frac{(0,62 - 0,62) \cdot \cos 0^\circ}{1,68 + (0,62 - 0,62) \cdot \sin 15^\circ} = 22,78^\circ$$

$$F_1 = \frac{G \cdot \cos 0^\circ \cdot 1,875}{\cos \beta_1 \cdot x_{K1}} = \frac{28,125}{0,75} = 37,5 \text{ кН}$$

$$\beta_2 = \arctg \frac{(1,24 - 0,62) \cdot \cos 0^\circ}{1,68 + (1,24 - 0,62) \cdot \sin 15^\circ} = 45,8^\circ$$

$$F_2 = \frac{G \cdot \cos 0^\circ \cdot 1,875}{\cos \beta_2 \cdot x_{K2}} = \frac{28,125}{0,868} = 32,5 \text{ кН}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi(\Sigma \Delta P) \cdot \eta_{\text{гид}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 37,5 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 10 \cdot 10^6 \cdot 0,9}} = 72 \text{ мм}$$

$$F_{10} = \frac{G \cdot \cos 15^\circ \cdot 1,875}{\cos \beta_1 \cdot x_{K1}} = \frac{27}{0,75} = 35,8 \text{ кН}$$

$$F_{20} = \frac{G \cdot \cos 15^\circ \cdot 1,875}{\cos \beta_2 \cdot x_{K2}} = \frac{27}{0,868} = 31,1 \text{ кН}$$

В алгоритме подбора гидроцилиндров, отражённом в блок-схеме (рис. 1), указан цикл по расстоянию $x_K = AK$, которое является варьируемой величиной. В статье указаны только предельные значения x_K и для них подсчитаны значения F_{10} и F_{20} . По максимальному значению силы F , создаваемой гидроцилиндрами был проведен подбор гидроцилиндров согласно табл. 1 [2].

Таблица 1

Сортамент гидроцилиндров

Тип	Соотношение площадей поршня	Номинальное (максимальное) давление, МПа	Диаметр поршня, мм	Ход поршня, мм	Максимальная скорость, м/с	Примечание
С140.710.160.001	1,33	14 (17,5)	140	710	0,5	На проушинах
С 160*1250-33	1,33	16 (20)	160	1250	1	Цапфенный
С 160*1400-33	1,33	16 (20)	160	1400	1	То же
ГЦС 32.180.16.000	1,45	16 (20)	32	180	0,5	На проушинах
ГЦ 40.180.16.000	1,57	16 (20)	40	180	0,5	То же
ГЦС 63.200.16.000	1,23	16 (20)	63	200	0,5	Фланцевый
ГЦ 80.320.16.000	1,33	16 (20)	80	250...630	0,5	На проушинах
ГЦ 63.500.16.000	1,83	16 (20)	63	500	0,5	Цапфенный
ГЦ 80.250.16.000	1,33	16 (20)	80	250	0,5	На проушинах
ГЦ 80.400.16.000	1,33	16 (20)	80	400	0,5	То же
Ц75*110-2	1,87	14 (17,5)	75	110	0,3	" "
Ц 75*200-2	1,87	14 (17,5)	75	200	0,3	На вилках

Поставленным в данном исследовании целям соответствует гидроцилиндр С160*1250-33 с ходом поршня 1250 мм. Коэффициент запаса по D гидроцилиндра $k_3=2,2$, следовательно усилие в гидроцилиндрах достаточно для поднятия/опускания аппарели. Геометрические условия по DK и DK_1 соблюдены. Последующие уточнения расчетов будут изложены в следующей статье.

Список литературы:

[1] Наругов В.А., Павловский Ф.А. Гидроцилиндры: конструкция и расчет. – Москва, Машиностроение, с. 171, 1966 г.

[2] Яковлев Ф.Г., Никитаев И.В. Справочный материал по подбору оборудования для объемного гидропривода. – Н. Новгород, Изд-во ВГАВТ, с. 34, 2013 г.

И.С. Тарасов, М.Т. Маркова, А.А. Чудаков
ФБОУ ВПО «ВГАВТ»

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ СЛОЖНОГО ПЛАСТИЧЕСКОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ МАТЕРИАЛОВ ПО ПЛОСКИМ ТРАЕКТОРИЯМ ПОСТОЯННОЙ КРИВИЗНЫ

1. Введение

Исследования закономерностей упругопластического деформирования конструкционных материалов имеют принципиальное значение для развития фундаментальных основ теории пластичности. Несмотря на общее значительное количество работ по исследованию упругопластических процессов при сложном нагружении, большинство экспериментов выполнено по многозвенным ломанным и плоским криволинейным траекториям напряжений и деформаций постоянной кривизны [1–6]. Экспериментов для сложных траекторий, включая плоские и пространственные траектории деформирования переменной кривизны и кручения, выполнено в настоящее время значительно меньше [5–7]. В то же время для проверки физической достоверности определяющих соотношений теории пластичности необходимо проведение расчётов и сопоставление полученных численных результатов с имеющимися в литературе экспериментальными данными на широком классе сложных траекторий произвольной кривизны и кручения. Результаты таких исследований могут быть также использованы при определении (конкретизации) материальных параметров, скалярных функций и функционалов, входящих в определяющие соотношения термопластичности.

Ниже представлена математическая модель термопластичности, описывающая основные эффекты сложного пластического деформирования металлов при произвольных непропорциональных путях термосилового нагружения и проведена оценка применимости определяющих соотношений путём сопоставления численных результатов с имеющимися в литературе экспериментальными данными [9].

2. Определяющие соотношения термопластичности

Определяющие соотношения термопластичности базируются на следующих основных положениях:

– тензоры деформаций e_{ij} и скоростей деформаций \dot{e}_{ij} включают упругие деформации e_{ij}^e , \dot{e}_{ij}^e (не зависящие от истории нагружения и определяющиеся конечным состоянием процесса) и пластические – e_{ij}^p , \dot{e}_{ij}^p (зависящие от истории процесса нагружения);

– начальная поверхность текучести для различных температур описывается поверхностью в форме Мизеса; эволюция изменения поверхности текучести описывается изменением ее радиуса C_p и перемещением ее центра ρ_{ij} ;

– справедлив принцип градиентальности вектора скорости пластических деформаций к поверхности текучести в точке нагружения;

– изменение объема тела упруго;