УДК 66.021.1: 66.063.8(075)
DOI: 10.17277/vestnik.2025.02.pp.281-300

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВОДА МЕХАНИЧЕСКОГО ПЕРЕМЕШИВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА ЕМКОСТНОГО АППАРАТА В ЦЕЛЯХ СНИЖЕНИЯ ЕГО ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ. Часть 1. РАЗРАБОТКА БЛОК-СХЕМЫ И ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПЕРЕДАЧИ

Н. А. Меренцов[1]✉, Н. С. Соколов-Добрев[2], А. Б. Голованчиков[1], А. В. Персидский[3], М. В. Топилин[4]

Кафедры: «Процессы и аппараты химических и пищевых производств» (1), steeple@mail.ru; «Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей» (2), ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный технический университет», Волгоград, Россия; АО «Федеральный научно-производственный центр «Титан-Баррикады» (3), Волгоград, Россия; ООО «ЛУКОЙЛ-Инжиниринг ВолгоградНИПИморнефть» (4), Волгоград, Россия

Ключевые слова: виброустойчивость; динамическая модель; консольный вал; крутильные колебания; механические передачи; механическое перемешивание.

Аннотация: Емкостные аппараты с механическими перемешивающими устройствами для жидкофазных продуктов являются неотъемлемой частью технологических линий различных отраслей промышленности. В связи с тем, что большое количество факторов влияет на динамическую нагруженность механических систем (геометрические особенности механических мешалок, моменты сопротивления, конструкции приводов и их звеньев, реологические особенности перемешиваемых жидкофазных продуктов, точность сборки и монтажа), надежность такого рода технологического оборудования во многом определяется динамической устойчивостью его работы (виброустойчивостью). Представлен расчет виброустойчивости быстроходного консольного вала аппарата с механическим перемешиванием жидкофазных продуктов, подверженного крутильным колебаниям. Приведены основные положения, разработана структурная схема и динамическая модель привода механического перемешивающего устройства.

Введение

Механическое перемешивание жидкофазных продуктов при помощи быстроходных вращающихся мешалок широко используется в химической, нефтехимической, нефтегазоперерабатывающей, пищевой и смежных отраслях промышленности для получения растворов, суспензий, эмульсий, интенсификации тепло- и массообменных процессов, а также для увеличения скорости химических реакций [1 – 9]. Основным назначением механических смесителей является гомогенизация систем, стабилизация концентрационного и температурного фона по всему объему жидкости, заполняющей аппарат [10 – 17]. Особенно активно процессы тепло- и массообмена протекают в условиях турбулентной диффузии в потоке перемешиваемой жидкости. Одним из основных способов создания турбулентных потоков жидкофазных продуктов в аппаратах является применение быстроходных

вращающихся мешалок различных конфигураций [18, 19]. В промышленности, а также в лабораторном оборудовании применяются и продолжают разрабатываться новые модифицированные механические смесители различных конфигураций [18], их выбор диктуется реологическими особенностями перемешиваемых продуктов, геометрией резервуаров (аппаратов, реакторов) и специализированным назначением для конкретных протекающих процессов и аппаратов (выпадающие осадки, расслоения эмульсий, суспензий и т.д.). Все указанные факторы, геометрические соотношения, разнообразие механических смесителей создают свои трудности в прогнозировании динамической устойчивости (виброустойчивости) многомассовых систем приводов механических перемешивающих устройств емкостных аппаратов. И наряду с применением специальных устройств для вибродемпфирования и базовых методик расчета виброрезонансных диапазонов валов механических перемешивающих устройств емкостных аппаратов, должны создаваться новые усовершенствованные методики расчета и прогнозирования вибронагруженности многомассовых динамических систем с учетом множества факторов, а также новые «инструменты» и методики текущей вибродиагностики машин и аппаратов на площадках промышленных предприятий.

Значительная часть повреждений в современных машинах и аппаратах химических, нефтехимических, нефтегазоперерабатывающих, пищевых производств происходит вследствие больших напряжений, возникающих в их узлах и деталях при колебаниях и вибрациях [20, 21]. Колебания возбуждаются периодическими или внезапно приложенными силами и моментами, действующими как самостоятельно, так и в сочетании с термическими, статическими и другими факторами. Под воздействием периодически изменяющихся сил или моментов каждый элемент динамической системы совершает вынужденные упругие колебания. Эти колебания становятся особенно сильными и опасными в зоне резонансов возмущающих сил или моментов с собственными частотами системы [22, 23]. Вероятность возникновения опасных резонансов возрастает с увеличением диапазона угловых скоростей вращения элементов системы. Резонансы и другие неустойчивые состояния в приводах машин и аппаратов различных отраслей промышленности являются причинами их поломок или разрушений [24 – 29].

Проведение детальных исследований в данной области позволяет анализировать вибронагруженность привода механического перемешивающего устройства емкостного аппарата (реактора, аппаратов с механическим перемешиванием жидкофазных продуктов при помощи быстроходных вращающихся мешалок) на различных эксплуатационных режимах, оценивать влияние применяемых механических смесителей на динамическую нагруженность привода мешалки, имитировать критические режимы вращения валов привода, выполнять поиск оптимальных упруго-инерционных и диссипативных параметров демпфирующих устройств для снижения нагруженности отдельных деталей и узлов привода механического перемешивающего устройства емкостного аппарата.

Разработка блок-схемы и динамической модели передачи

Емкостной аппарат с механическим перемешивающим устройством для гомогенизации жидкофазных продуктов представлен на рис. 1, привод с консольным валом изображен на рис. 2. Основными элементами рассматриваемой динамической системы являются: электродвигатель, солнечная шестерня, водило и сателлиты планетарного редуктора, верхняя и нижняя опоры редуктора, зубчатая муфта, верхняя и нижняя опоры вала (подшипники), фланцевое соединение, мешалка и корпус аппарата.

Для предварительной расчетной оценки динамических характеристик исследуемого привода в соответствии с имеющейся технической и конструкторской документацией, а также по результатам проведенных измерений геометрических размеров элементов привода (привода механического перемешивающего устройства с консольным валом), установленного на кафедре ПАХПП ВолгГТУ, проведено исследование динамической нагруженности узлов и деталей силовой передачи рассматриваемой системы. Методика исследования основана на научных трудах ряда авторов, методики которых приведены в работе [20] и адаптированы под специфику работы химических машин и аппаратов (реакторов и емкостных аппаратов с механическими перемешивающими устройствами для жидкофазных продуктов).

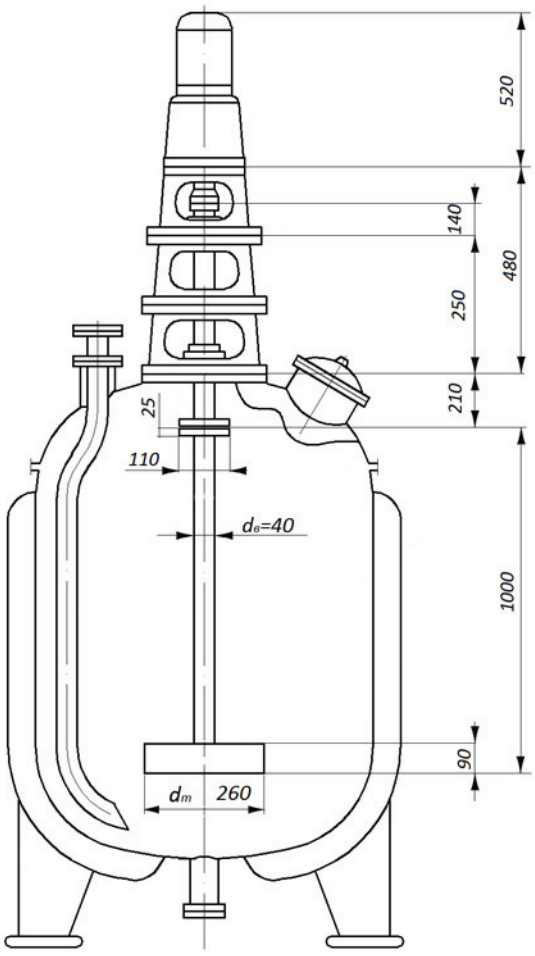

Рис. 1. Емкостной аппарат (реактор) с механическим перемешивающим устройством

На основании чертежей привода емкостного аппарата с механическим смесителем (см. рис. 1) на начальном этапе работы была сформирована предварительная структурная схема передачи (см. рис. 2). Как правило, наиболее удобным способом формирования динамической модели является ее разбиение на отдельные элементы – узлы [20], которые наглядно представляют звенья (компоненты) привода, через которые проходит силовой поток, по общей аналогии с многомассовой системой пролетного быстроходного вала [30 – 32]. Основой для разработки структурной схемы химических машин и аппаратов обычно служит кинематическая, гидравлическая или иная схема силовой цепи. Разрабатываемая на основе кинематической схемы привода структурная схема валопровода содержит основные узлы, участвующие в передаче силового потока от электродвигателя к перемешивающему устройству (рабочему органу, мешалке). На основании начальной структурной схемы создана динамическая расчетная схема или динамическая модель (рис. 3, *а*).

Полученная начальная расчетная схема отличается относительно высокой сложностью и включает в себя несколько кольцевых силовых контуров. При этом начальная модель имеет звенья с массами и упругими связями, моменты инерции и крутильные жесткости которых отличается от соседних на три порядка и более. Кроме того, расчет динамической системы существенно упрощается, если все сосредоточенные массы размещены на одном валу.

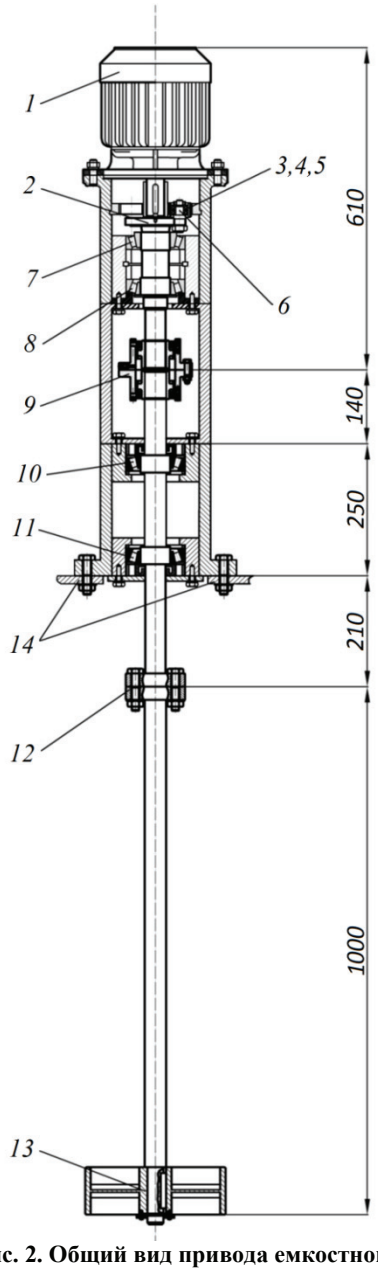

Рис. 2. Общий вид привода емкостного аппарата с механическим перемешивающим устройством (с быстроходным консольным валом):
1 – электродвигатель; *2* – солнечная шестерня планетарного редуктора; *3 – 5* – сателлиты планетарного редуктора; *6* – водило и вал планетарного редуктора; *7*, *8* – верхняя и нижняя опоры редуктора соответственно; *9* – зубчатая муфта; *10*, *11* – верхняя и нижняя опоры вала соответственно; *12* – фланцевое соединение (глухая муфта); *13* – мешалка; *14* – крышка корпуса аппарата

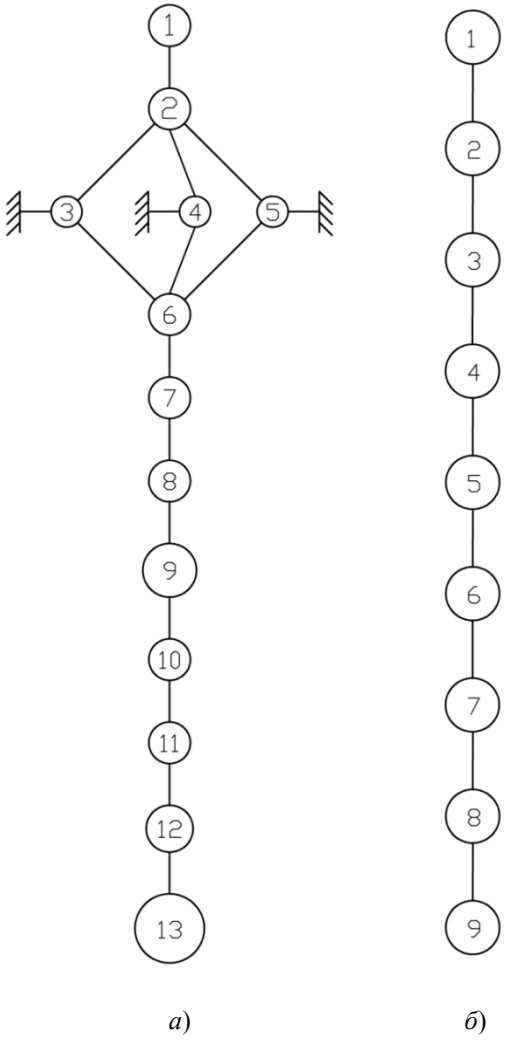

Рис. 3. Динамическая модель привода механического смесителя с консольным валом:
а – начальная модель;
б – приведенная редуцированная модель

Поэтому начальная динамическая модель была упрощена и ее моменты инерции и упругие связи приведены к одному валу (рис. 3, *б*).

Для определения моментов инерции сосредоточенных масс и жесткостей упругих связей из приведенных чертежей были выделены детали, которые разбивались на конечное число элементарных цилиндров и приводились к удобному для машинного расчета виду.

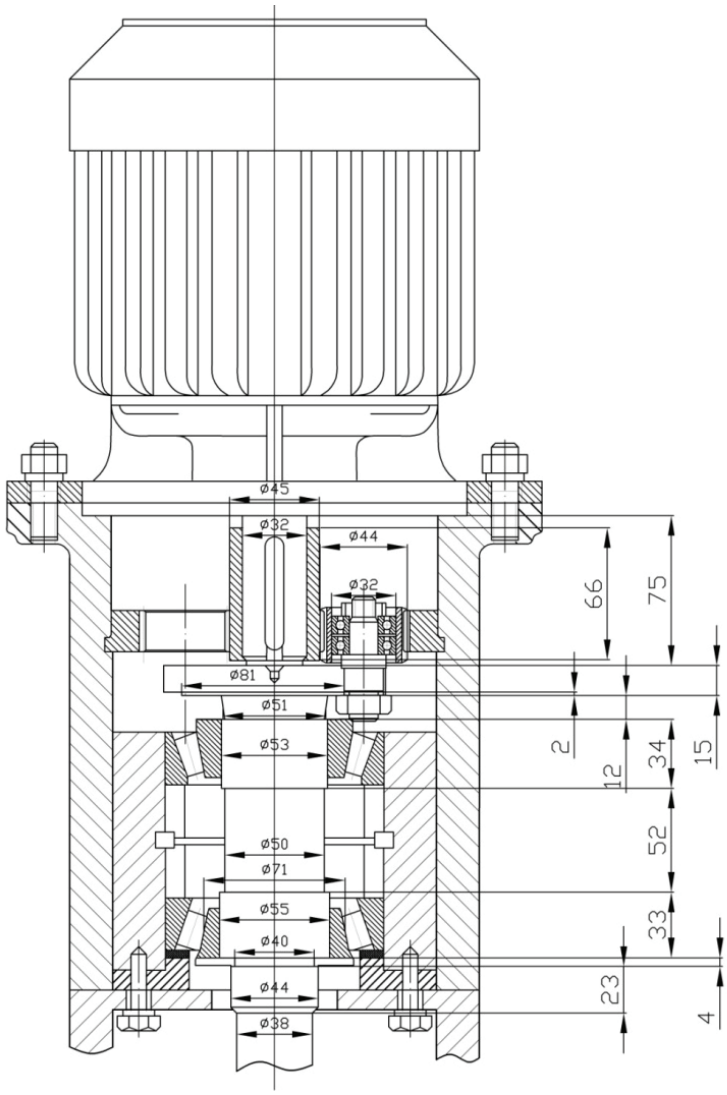

Рис. 4. Редуктор цилиндрический с вертикальным валом одноступенчатый планетарный

Основные размеры деталей планетарного редуктора представлены на рис. 4. Размеры и характеристики деталей привода приведены в табл. 1.

Для определения моментов инерций деталей и жесткостей участков использовались общеизвестные методики и рекомендации [20]. Ротор, щетки, подшипники и другие вращающиеся элементы электродвигателя объединены в одну инерционную массу.

Полученные значения моментов инерции масс модели также представлены в табл. 1; суммарные жесткости связей между элементами модели – в табл. 2.

Для упрощения расчетов созданную динамическую систему приводят к эквивалентной системе, сосредоточенные массы которой размещены на одном валу [20]. Приведение динамической модели подразумевает изменение упруго-инерционных параметров звеньев из условия равенства кинетической и потенциальной энергий эквивалентной и действительной систем.

Рассчитанные упруго-инерционные параметры начальной и приведенной динамических моделей передачи даны в табл. 3.

Таблица 1

Определение моментов инерции элементов динамической модели

Номер массы редуцированной модели	Номер детали начальной модели	Наименование детали	Номер элементарного цилиндра	Наружный диаметр, мм	Внутренний диаметр, мм	Высота цилиндра, мм	Момент инерции элементарного цилиндра	Суммарный момент инерции детали, кг·м^2
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	1	Электродвигатель	* Определяется по каталогу или экспериментально				0,01300	0,01336
		Вал электродвигателя		50	0	75	0,00036	
2	2	Солнечная шестерня	1	45	32	66	0,00015	0,01624
			2	50	45	21	0,00003	
	3	Сателлиты 3, 4, 5 при вращении относительно собственной оси	1	44	32	28	0,00006	
	4		1	44	32	28	0,00006	
	5		1	44	32	28	0.00006	
	3	Сателлиты 3, 4, 5 при вращении относительно общей оси (R = 45)	1	44	32	28	0,00032	
	4		1	44	32	28	0,00032	
	5		1	44	32	28	0,00032	
	6	Водило и вал планетарного редуктора во вращательном движении относительно собственной оси	1	111	0	15	1,744E-03	
			2	14	0	4	1,177E-07	
			3	28	0	10	4,707E-06	
			4	14	0	2	5,884E-08	
			5	20	0	11	1,348E-06	
			6	22	0	7	1,256E-06	
			7	14	0	19	5,589E-07	
			8	12	0	10	1,588E-07	
		Ось сателлита во вращательном движении относительно общей оси (R = 45)	11	111	0	15	0,01178	
			12	14	0	4	0,00005	
			13	28	0	10	0,00050	

Продолжение табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
			14	14	0	2	0,00002	
			15	20	0	11	0,00028	
			16	22	0	7	0,00022	
			17	14	0	19	0,00024	
			18	12	0	10	0,00009	
3	7	Верхняя половина 2 части вала редуктора, верхняя опора, верхняя половина 2 части редуктора	1	51	0	12	0,00006	0,00080
			2	53	0	34	0,00021	
			3	71	55	33	0,00041	
			4	50	0	26	0,00012	
4	8	Нижняя половина 2 части вала редуктора, нижняя опора редуктора, верхняя половина 3 части вала редуктора	1	50	0	26	0,00012	0,00093
			2	55	0	33	0,00023	
			3	71	55	33	0,00041	
			4	40	0	4	0,00001	
			5	44	0	23	0,00007	
			6	38	0	55	0,00009	
5	9	Нижняя половина 3 части вала редуктора, зубчатая муфта, верхняя половина 1 части основного вала	1	38	0	55	0,00009	0,01021
			2	51	38	53	0,00019	
			3	73	51	11	0,00018	
			4	92	73	58	0,00192	
			5	136	92	13	0,00269	
			6	136	92	13	0,00269	
			7	92	73	58	0,00192	
			8	73	51	11	0,00018	
			9	51	38	53	0,00019	
			10	40	0	79	0,00015	

Окончание табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
6	10	Нижняя половина 1 части основного вала, верхняя опора, верхняя половина 2 части основного вала	1	40	0	79	0,00015	0,00085
			2	55	0	33	0,00023	
			3	71	55	26	0,00032	
			4	40	0	70,5	0,00014	
7	11	Нижняя половина 2 части основного вала, нижняя опора, верхняя половина 3 части основного вал	1	40	0	70,5	0,00014	0,00086
			2	55	0	33	0,00023	
			3	71	55	26	0,00032	
			4	38	0	103,5	0,00017	
8	12	Нижняя половина 3 части основного вала, муфта, верхняя половина вала мешалки	1	38	0	103,5	0,00017	0,00847
			2	110	0	50	0,00561	
			3	103	45	9	0,00075	
			4	103	45	13	0,00108	
			5	40	0	442,5	0,00087	
9	13	Нижняя половина вала мешалки, мешалка	1	40	0	442,5	0,00087	0,10071
			2	240	60	5	0,01265	
			3	60	0	90	0,00089	
			4	30	0	18,5	0,00001	
			5	260	240	90	0,08629	

Таблица 2

Определение жесткостей связей участков динамической модели

Номер участка приведенной укрупненной модели	Номер участка начальной модели	Вид упругого соединения	Параметры участков				Крутильная жесткость участка, Н·м/рад	Суммарная крутильная жесткость, Н·м/рад
1	2	3	4				5	6
1-2	Участок между выходным валом электродвигателя и солнечной шестерней редуктора		Средний диаметр шпоночного соединения, мм	Активная высота шпонки, мм	Число шпонок	Длина шпоночного соединения, мм		
	1-2	Шпонка	35	8	1	56	137200	137200
2-3	Зубчатые соединения в планетарном механизме		Средний диаметр зацепления, мм	Ширина зубчатого венца, мм	Угол зацепления, °	Коэффициент зацепления		6018
	2-3 2-4 2-5 3-К 4-К 5-К	Зубчатое зацепление	40	28	0	0,1167	36597	
	Фланцевое соединение сателлитов и водила		Диаметр окружности крепежа, мм	Диаметр оси или болта, мм	Число болтов или осей	Толщина фланца, мм		
	3-6 4-6 5-6	Фланцевое соединение	90	14	1	21	2027800	
	Выходной вал планетарного редуктора		Наружный диаметр, мм	Внутренний диаметр, мм	Длина вала, мм			
	6-7	Вал	51	0	12		4704552,06	
	6-7		53		34		1936615,40	

Продолжение табл. 2

1	2	3	4				5	6
3-4	7-8	Вал	50	0	52		1002987,44	699701
	7-8		55		33		2313958,89	
4-5	8-9		40		4		5340707,51	121209
	8-9		44		23		1359883,46	
	8-9		38		110		158183,26	
	Вал редуктора и зацепление в зубчатой муфте между ведущей полумуфтой		Средний диаметр шлицевого соединения, мм	Активная высота шлица, мм	Число шлицев	Длина шлицевого соединения, мм		
	8-9	Шлицевое соединение	38	2	27	51	994194	
5-6	Вал перед верхней опорой и зацепление в зубчатой муфте		Средний диаметр шлицевого соединения, мм	Активная высота шлица, мм	Число шлицев	Длина шлицевого соединения, мм		113199
	9-10	Шлицевое соединение	38	2	27	51	994194	
	Вал между зубчатой муфтой и первой мешалкой		Наружный диаметр, мм	Внутренний диаметр, мм	Длина вала, мм			
	9-10	Вал	40	0	158		135208	
	9-10		55		33		2313959	
6-7	10-11		40		141		151509	142199
	10-11		55		33		2313959	
7-8	11-12		38		207			1221573

Окончание табл. 2

1	2	3	4				5	6
7-8	11-12	Вал	Средний диаметр шлицевого соединения, мм	Активная высота шлица, мм	Число шлицев	Длина шлицевого соединения, мм		1221573
		Шпонка	70	14	1	96	1646400	
	Фланцевое соединение		Диаметр окружности крепежа, мм	Диаметр оси или болта, мм	Число болтов или осей	Толщина фланца, мм		
	11-12	Фланцевое соединение	74	14	5	25	4734150	
8-9	Вал мешалки		Наружный диаметр, мм	Внутрен-ний диаметр, мм	Длина вала, мм			20807
	12-13	Вал	40	0	885		24139	
			Средний диаметр шпоночного соединения, мм	Активная высота шпонки, мм	Число шпонок	Длина шпоночного соединения, мм		
	12-13	Шпонка	30	10	1	67	150750	

Таблица 3

Приведенные моменты инерции и крутильные жесткости участков динамической модели к выходному валу электродвигателя

Номер массы	Передаточное число по массам	Истинное значение момента инерции	Приведенное значение момента инерции	Номер участка	Передаточное число по участкам	Истинное значение жесткости	Приведенное значение жесткости
1	1,00	0,01336	0,01336	1-2	1	137200	137200
2		0,01624	0,01624	2-3		6018	6018
3	3,77	0,00080	0,00006	3-4	3,77	699701	49230
4		0,00093	0,00007	4-5		121209	8528
5		0,01021	0,00072	5-6		113199	7965
6		0,00085	0,00006	6-7		142199	10005
7		0,00086	0,00006	7-8		1221573	85948
8		0,00847	0,00060	8-9		20807	1464
9		0,10071	0,00709	–	–	–	–

Таблица 4

Логарифмические декременты затухания колебаний и коэффициенты демпфирования масс динамической модели

Номер массы	Приведенное значение момента инерции, кг·м^2	Номер участка	Приведенное значение жесткости, Н·м/рад	λ	$\omega_п$, Гц	k, Нмс/рад
1	0,01336	1-2	137200	0,050	510,0	0,68
2	0,01624	2-3	6018	0,060	472,6	0,92
3	0,00006	3-4	49230	0,110	4986,3	0,06
4	0,00007	4-5	8528	0,110	4728,5	0,07
5	0,00072	5-6	7965	0,150	762,6	0,16
6	0,00006	6-7	10005	0,110	2758,8	0,04
7	0,00006	7-8	85948	0,110	6337,8	0,08
8	0,00060	8-9	1464	0,300	1927,5	0,69
9	0,00709	–	–	0,800	72,3	0,82

Для определения диссипативных параметров модели использованы данные, полученные другими исследователями в аналогичных динамических системах [21]. Оценку демпфирования удобнее давать по безразмерному параметру – логарифмическому декременту колебаний λ. Коэффициент демпфирования k и логарифмический декремент связаны соотношением

$$k = 2I\omega\lambda, \tag{1}$$

где I – момент инерции; ω – парциальная частота колебаний массы, для которой определяется k. Парциальные частоты $\omega_{пi}$ каждой инерционной массы модели рассчитывались по формуле

$$\omega_{\text{п}\,i} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{C_\Sigma}{I_i}}, \qquad (2)$$

где I_i – момент инерции i-й массы; C_Σ – суммарная жесткость участков, присоединенных к массе I_i. Логарифмические декременты λ для отдельных деталей привода аппарата определены экспериментально, исходя из амплитуд затухающих колебаний при импульсном воздействии на узлы исследуемой системы.

Экспериментальные значения логарифмических декрементов и рассчитанные значения коэффициентов демпфирования масс приведенной модели представлены в табл. 4. Коэффициент демпфирования мешалки зависит от геометрических параметров применяемого механического смесителя и реологических свойств перемешиваемых жидкофазных продуктов.

Заключение

На начальной стадии исследования нагруженности и прогнозирования динамической устойчивости многомассовых систем приводов механических перемешивающих устройств емкостных аппаратов (реакторов), на примере консольного вала, на основании чертежей и конструкторской документации построена начальная структурная схема объекта исследования. Определены моменты инерций деталей и жесткости связей участков. Для их определения использовались общеизвестные методики и рекомендации по общей аналогии с работами по расчетам однопролетных валов химических реакторов [30 – 32]. Детали и элементы привода, в соответствии с приведенной методикой, разделялись на элементарные цилиндры и отдельные связи. Для упрощения последующих расчетов созданная динамическая система была приведена к эквивалентной.

На основании экспериментальных данных и расчетных методик аналогичных систем определены диссипативные параметры модели, получены логарифмические декременты колебаний и обобщенные коэффициенты демпфирования масс.

Разработанная модель и полученные динамические параметры системы позволяют на этапе проектирования и доводки конструкции рассчитывать амплитудно-частотные и фазочастотные характеристики системы, анализировать формы и частоты колебаний многомассовой системы, что даст возможность прогнозировать нагруженность привода механического перемешивающего устройства жидкофазных продуктов емкостных аппаратов (реакторов) на различных эксплуатационных режимах.

Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 25-29-00496, https://rscf.ru/project/25-29-00496/, «Моделирование тепло- и массообменных процессов в экологическом и нефтегазоперерабатывающем оборудовании с учетом структуры потоков».

Список литературы

1. Производительность осевых мешалок в смесителях с отражательными перегородками / И. В. Доманский, А. И. Мильченко, В. А. Некрасов, Н. В. Воробьев-Десятовский // Теоретические основы химической технологии. – 2020. – Т. 54, № 1. – С. 97 – 104.

2. Клинов, А. В. Гидродинамические характеристики аппаратов с двухъярусными открытыми турбинными мешалками / А. В. Клинов, А. Г. Мухаметзянова, Л. Р. Минибаева // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2011. – № 12. – С. 12 – 15.

3. Карпушкин, С. В. Расчет механических перемешивающих устройств с применением системы конечно-элементного анализа / С. В. Карпушкин, М. Н. Краснянский, А. В. Стрижков // Вестн. Тамб. гос. техн. ун-та. – 2014. – Т. 20, № 4. – С. 758 – 764.

4. Кондракова, Е. Ю. Реактор для определения константы каталитической активности производных фталоцианина кобальта / Е. Ю. Кондракова // Вестн. Тамб. гос. техн. ун-та. – 2013. – Т. 19, № 2. – С. 373 – 377.

5. Мартьянов, Е. И. Проблемно-ориентированная система управления и оптимизации основных параметров технически сложных систем / Е. И. Мартьянов, С. В. Карпушкин, В. В. Алексеев // Вестн. Тамб. гос. техн. ун-та.– 2021. – Т. 27, № 3. – С. 336 – 344.

6. Карпушкин, С. В. Система выбора конструкции механического перемешивающего устройства вертикального емкостного аппарата / С. В. Карпушкин, М. Н. Краснянский, Н. Н. Афанасьева // Вестн. Тамб. гос. техн. ун-та. – 2005. – Т. 11, № 2. –С. 423 – 431.

7. Выбор оптимальных параметров механического перемешивающего устройства при ламинарном перемешивании / С. В. Карпушкин, Н. А. Сержантова, В. В. Истомин, И. А. Посысаев // Вестн. Тамб. гос. техн. ун-та. – 2011. – Т. 17, № 2. – С. 488 – 492.

8. Карпушкин, С. В. Оптимизация параметров механических перемешивающих устройств вертикальных емкостных аппаратов / С. В. Карпушкин, Е. И. Мартьянов // Химическая промышленность сегодня. – 2024. – № 6. – С. 41 – 48.

9. Кондракова, Е. Ю. Совмещенный процесс получения фталоцианина кобальта из производных *о*-фталевой кислоты и ее ангидрида / Е. Ю. Кондракова, А. Б. Килимник, Ю. М. Рапопорт // Вестн. Тамб. гос. техн. ун-та. – 2006. – Т. 12, № 4-1. – С. 1018 – 1023.

10. Войтович, Р. Математическое моделирование гидродинамики смесителя с эксцентрически расположенной мешалкой / Р. Войтович, А. А. Липин, А. Г. Липин // Известия высших учебных заведений. Серия: Химия и химическая технология. – 2015. – Т. 58, № 11. – С. 83 – 86.

11. Осевая сила, действующая на осевую мешалку в смесителе с перегородками / И. В. Доманский, А. И. Мильченко, Е. А. Максимова, С. А. Кубышкин, В. А. Некрасов // Теоретические основы химической технологии. – 2022. – Т. 56, № 6. – С. 769 – 778.

12. Alekseev, K. A. Measurement of Velocity Fields in a Machine with a Two-Blade Mixer via Digital Tracer Visualization / K. A. Alekseev, A. G. Mukhametzyanova // Theoretical Foundations of Chemical Engineering. – 2022. – Vol. 56, No. 1. – P. 23 – 30.

13. Расчет полей скоростей и давления в аппарате с лопастной мешалкой / Р. Р. Дмитричева, В. В. Бронская, Г. В. Мануйко [и др.] // Вестн. технолог. ун-та. – 2016. – Т. 19, № 21. – С. 124 – 126.

14. Минибаева, Л. Р. Численное моделирование гидродинамической структуры потока в аппаратах с перемешивающими устройствами / Л. Р. Минибаева, А. Г. Мухаметзянова, А. В. Клинов // Вестн. Казан. технолог. ун-та. – 2008. – № 6. – С. 191 – 198.

15. Минибаева, Л. Р. Модели турбулентности для адекватного описания поля скорости в аппаратах с перемешивающими устройствами / Л. Р. Минибаева, А. Г. Мухаметзянова, А. В. Клинов // Вестн. Казан. технолог. ун-та. – 2010. – № 9. – С. 469 – 477.

16. Tarasova, L. A. Hydrodynamics of Eddy Flow in a Smooth-Wall Mixer-Equipped Vessel / L. A. Tarasova, S. V. Orlov, O. A. Troshkin // Chemical and Petroleum Engineering. – 2007. – Vol. 43, No. 5-6. – P. 315 – 318. doi: 10.1007/s10556-007-0056-2

17. Klinov, A.V. Hydrodynamic characteristics of vessels with dual-tier open turbine mixers / A. V. Klinov, A. G. Mukhametzyanova, L. R. Minibaeva // Chemical and Petroleum Engineering. – 2012. – Vol. 47, No. 11-12. – P. 815 – 820. doi: 10.1007/s10556-012-9555-x

18. Карпушкин, С. В. Расчеты и выбор механических перемешивающих устройств вертикальных емкостных аппаратов : учеб. пособие / С. В. Карпушкин, М. Н. Краснянский, А. Б. Борисенко. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2009. – 168 с.

19. Оборудование нефтегазопереработки, химических и нефтехимических производств. Книга 2 / А. С. Тимонин, Г. В. Божко, В. Я. Борщев, Ю. И. Гусев ; под общ. ред. А. С. Тимонина. – М. : Вологда: Инфра-Инженерия, 2019. – 476 с.

20. Меренцов, Н. А. Нестационарное вращение валов химических реакторов : учеб. пособие / Н. А. Меренцов, Н. С. Соколов-Добрев, П. В. Потапов. – Волгоград : Изд-во ВолгГТУ, 2018. – 116 с.

21. Машины и аппараты химических производств / А. С. Тимонин, Б. Г. Болдин, В. Я. Борщев, Ю. И. Гусевидр. – Калуга : Ноосфера, 2014. – 856 с.

22. Тимонин, А. С. Основы конструирования и расчета химико-технологического и природоохранного оборудования : справочник / А. С. Тимонин. – Калуга : Ноосфера, 2015. – Том. 2.

23. Остриков, А. Н. Расчет и конструирование машин и аппаратов пищевых производств / А. Н. Остриков, В. Н. Василенко, В. В. Пойманов. – М. : Вологда : Инфра-Инженерия, 2023. – 476 с.

24. Сташевская, О. В. Расчет пусковых осевых гидродинамических нагрузок на трехлопастные мешалки / О. В. Сташевская, В. В. Федотов // Фундаментальные основы механики. – 2021. – № 8. – С. 61 – 65. doi: 10.26160/2542-0127-2021-8-61-65

25. Сташевская, О. В. Расчет пусковых гидродинамических нагрузок на типовые быстроходные мешалки / О. В. Сташевская, В. В. Федотов // Фундаментальные основы механики. – 2022. – № 10. – С. 94 – 105. doi: 10.26160/2542-0127-2022-10-94-105

26. Сташевская, О. В. Расчет пусковых гидродинамических нагрузок на турбинные открытые мешалки и их прочностной расчет / О. В. Сташевская, Н. А. Марцулевич, В. В. Федотов // Фундаментальные основы механики. – 2020. – № 6. – С. 67 – 72. doi: 10.26160/2542-0127-2020-6-67-72

27. Сташевская, О. В. Расчет на прочность лопастных мешалок с учетом пусковых гидродинамических нагрузок / О. В. Сташевская, Н. А. Марцулевич, В. В. Федотов // Фундаментальные основы механики. – 2019. – № 4. – С. 204 – 209. doi: 10.26160/2542-0127-2019-4-204-209

28. Сташевская, О. В. Расчет на прочность трехлопастных мешалок с учетом пусковых гидродинамических нагрузок / О. В. Сташевская // Фундаментальные основы механики. – 2018. – № 3. – С. 131 – 135.

29. Сташевская, О. В. Расчет пусковых гидродинамических нагрузок на трехлопастные мешалки и их прочностной расчет / О. В. Сташевская, Н. А. Марцулевич, В. В. Федотов // Известия Санкт-Петербургского государственного технологического института (технического университета). – 2018. – № 46(72). – С. 93 – 96.

30. Merentsov, N. A. Calculation of Vibration Resistance of a Chemical Reactor High-Speed Shaft Undergoing Torsional Vibrations. Part I. Development of a Block Diagram and a Dynamic Transmission Model / N. A. Merentsov, N. S. Sokolov-Dobrev, A. V. Persidskiy // Proceedings of the 6th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2020). – Chelyabinsk, 2021. – Vol. I. – P. 759 – 767. doi: 10.1007/978-3-030-54814-8_88

31. Merentsov, N. A. Calculation of Vibration Resistance of Chemical Reactor High-Speed Shaft Undergoing Torsional Vibrations. Part II. Defining Model Elastic-Inertial Parameters / N. A. Merentsov, N. S. Sokolov-Dobrev, A. V. Persidskiy // Proceedings of the 6th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2020). – Chelyabinsk, 2021. – Vol. I. – P. 768 – 779. doi: 10.1007/978-3-030-54814-8_89

32. Merentsov, N. A. Calculation of Vibration Resistance of Chemical Reactor High-Speed Shaft Undergoing Torsional Vibrations. Part III. Calculation of Multi-Mass System Vibrations / N. A. Merentsov, N. S. Sokolov-Dobrev, A. V. Persidskiy // Proceedings of the 6th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2020). – Chelyabinsk, 2021. – Vol. I. – P. 780 – 786. doi: 10.1007/978-3-030-54814-8_90

A Study of Dynamic Characteristics of the Drive of a Mechanical Mixing Device of a Capacitive Apparatus to Reduce its Vibration Loading. Part 1. Development of a Block Diagram and Dynamic Model of Transmission

N. A. Merentsov[1]✉, N. S. Sokolov-Dobrev[2], A. B. Golovanchikov[1], A. V. Persidskiy[3], M. V. Topilin[4]

Departments: Processes and Apparatus for Chemical and Food Production (1), steeple@mail.ru; Technical Operation and Repair of Vehicles (2), Volgograd State Technical University, Volgograd, Russia; JSC Federal Research and Production Center Titan-Barrikady (3), Volgograd, Russia; OOO LUKOIL-Engineering VolgogradNIPImorneft (4), Volgograd, Russia

Keywords: vibration resistance; dynamic model; cantilever shaft; torsional vibrations; mechanical transmissions; mechanical mixing.

Abstract: Capacitive devices with mechanical mixing devices for liquid-phase products are an integral part of process lines in various industries. Since a large number of factors affect the dynamic loading of mechanical systems (geometric features of mechanical mixers, moments of resistance, designs of drives and their links, rheological features of mixed liquid-phase products, accuracy of assembly and installation), the reliability of such process equipment is largely determined by the dynamic stability of its operation (vibration resistance). The article presents a calculation of the vibration resistance of a high-speed cantilever shaft of a device with mechanical mixing of liquid-phase products subject to torsional vibrations. The main provisions are presented, a structural diagram and a dynamic model of the drive of a mechanical mixing device are developed.

References

1. Domansky I.V., Milchenko A.I., Nekrasov V.A., Vorobyov-Desyatovsky N.V. [Productivity of axial stirrers in mixers with baffles], *Teoreticheskiye osnovy khimicheskoy tekhnologii* [Theoretical Foundations of Chemical Engineering], 2020, vol. 54, no. 1, pp. 97-104. (In Russ., abstract in Eng.)

2. Klinov A.V., Mukhametzyanova A.G., Minibaeva L.R. [Hydrodynamic characteristics of devices with two-tier open turbine stirrers], *Khimicheskoye i neftegazovoye mashinostroyeniye* [Chemical and Petroleum Engineering], 2011, no. 12, pp. 12-15. (In Russ., abstract in Eng.)

3. Karpushkin S.V., Krasnyansky M.N., Strizhkov A.V. [Calculation of mechanical mixing devices using a finite element analysis system], *Transactions of the Tambov State Technical University*, 2014, vol. 20, no. 4, pp. 758-764. (In Russ., abstract in Eng.)

4. Kondrakova E.Yu. [Reactor for Determination of Catalytic Activity Constant of Cobalt Phthalocyanine Derivatives], *Transactions of the Tambov State Technical University*, 2013, vol. 19, no. 2, pp. 373-377. (In Russ., abstract in Eng.)

5. Martyanov E.I., Karpushkin S.V., Alekseev V.V. [Problem-oriented system of management and optimization of the main parameters of technically complex systems], *Transactions of the Tambov State Technical University*, 2021, vol. 27, no. 3, pp. 336-344. (In Russ., abstract in Eng.)

6. Karpushkin S.V., Krasnyansky M.N., Afanasyeva N.N. [System for choosing the design of a mechanical mixer of a vertical capacitive apparatus], *Transactions of the Tambov State Technical University,* 2005, vol. 11, no. 2, pp. 423-431. (In Russ., abstract in Eng.)

7. Karpushkin S.V., Sergezhantova N.A., Istomin V.V., Posysaev I.A. [Selection of optimal parameters of a mechanical mixing device during laminar mixing], *Transactions of the Tambov State Technical University,* 2011, vol. 17, no. 2, pp. 488-492. (In Russ., abstract in Eng.)

8. Karpushkin S.V., Martyanov E.I. [Optimization of mechanical mixing devices'parameters invertical tank apparatuses], *Himicheskaya promyshlennost segodnya* [Chemical industry today], 2024, no. 6. pp. 41-48. (In Russ., abstract in Eng.)

9. Kondrakova E.Yu., Kilimnik A.B., Rapoport Yu.M. [Combined process of obtaining cobalt phthalocyanine from derivatives of o-phthalic acid and its anhydride], *Transactions of the Tambov State Technical University*, 2006, vol. 12, no. 4-1, pp. 1018-1023. (In Russ., abstract in Eng.)

10. Voitovich R., Lipin A.A., Lipin A.G. [Mathematical modeling of the hydrodynamics of a mixer with an eccentric stirrer], *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Seriya: Khimiya I khimicheskaya tekhnologiya* [Bulletin of higher educational institutions. Series: Chemistry and Chemical Technology], 2015, vol. 58, no. 11, pp. 83-86. (In Russ., abstract in Eng.)

11. Domansky I.V., Milchenko A.I., Maksimova E.A., Kubyshkin S.A., Nekrasov V.A. [Axial force acting on an axial mixer in a mixer with partitions], *Teoreticheskiye osnovy khimicheskoy tekhnologii* [Theoretical Foundations of Chemical Engineering], 2022, vol. 56, no. 6, pp. 769-778. (In Russ., abstract in Eng.)

12. Alekseev K.A., Mukhametzyanova A.G. [Measurement of Velocity Fields in a Machine with a Two-Blade Mixer via Digital Tracer Visualization], *Teoreticheskiye osnovy khimicheskoy tekhnologii* [Theoretical Foundations of Chemical Engineering], 2022, vol. 56, no. 1, pp. 23-30. (In Russ., abstract in Eng.)

13. Dmitricheva R.R., Bronskaya V.V., Manuiko G.V., Aminova G.A., Gimaltynov A.G., Halimbaev R.R. [Calculation of velocity and pressure fields in an apparatus with a paddle stirrer], *Vestnik Kazanskogo tekhnologicheskogo universiteta* [Bulletin of the University of Technology], 2016, vol. 19, no. 21, pp. 124-126. (In Russ., abstract in Eng.)

14. Minibaeva L.R., Mukhametzyanova A.G., Klinov A.V. [Numerical modeling of hydrodynamic flow structure in devices with mixing devices], *Vestnik Kazanskogo tekhnologicheskogo universiteta* [Bulletin of Kazan Technological University], 2008, no. 6, pp. 191-198. (In Russ., abstract in Eng.)

15. Minibaeva L.R., Mukhametzyanova A.G., Klinov A.V. [Models of turbulence to adequately describe the velocity field in devices with mixing devices], *Vestnik Kazanskogo tekhnologicheskogo universiteta* [Bulletin of Kazan Technological University], 2010, no. 9, pp. 469-477. (In Russ., abstract in Eng.)

16. Tarasova L.A., Orlov S.V., Troshkin O.A. [Hydrodynamics of eddy flow in a smooth-wall mixer-equipped vessel], *Khimicheskoye i neftegazovoye mashinostroyeniye* [Chemical and Petroleum Engineering], 2007, vol. 43, no. 5-6, pp. 315-318. (In Russ., abstract in Eng.)

17. Klinov A.V., Mukhametzyanova A.G., Minibaeva L.R. [Hydrodynamic characteristics of vessels with dual-tier open turbine mixers], *Khimicheskoye i neftegazovoye mashinostroyeniye* [Chemical and Petroleum Engineering], 2012, vol. 47, no. 11-12, pp. 815-820. (In Russ., abstract in Eng.)

18. Karpushkin S.V., Krasnyanskiy M.N., Borisenko A.B. *Raschety i vybor mekhanicheskikh peremeshivayushchikh ustroystv vertikal'nykh yemkostnykh apparatov: ucheb. posobiye* [Calculations and selection of mechanical mixing devices of vertical capacitive apparatuses: textbook], Tambov: Izdatel'stvo Tamb. gos. tekhn. un-ta, 2009, 168 p. (In Russ.)

19. Timonin A.S. (Ed.), Bozhko G.V., Borshchev V.Ya., Gusev Yu.I. *Oborudovaniye neftegazopererabotki, khimicheskikh I neftekhimicheskikh proizvodstv* [Oil and gas processing equipment, chemical and petrochemical production facilities. Book 2], Moscow; Vologda: Infra-Engineering, 2019, 476 p. (In Russ.)

20. Merentsov N.A., Sokolov-Dobrev N.S., Potapov P.V. *Nestatsionarnoye vrashcheniye valov khimicheskikh reaktorov* [Non-stationary rotation of the shafts of chemical reactors: textbook], Volgograd: VolgaGTU, 2018, 116 p. (In Russ.)

21. Timonin A.S., Boldin B.G., Borshchev V.Ya., Gusev Yu.I. [et al.]. *Mashiny i apparaty khimicheskikh proizvodstv* [Machines and apparatuses of chemical production], Kaluga: Noosphere, 2014, 856 p. (In Russ.)

22. Timonin A.S. *Osnovy konstruirovaniya i rascheta khimiko-tekhnologicheskogo i prirodookhrannogo oborudovaniya* [Basics of design and calculation of chemical-technological and environmental protection equipment: reference book. Vol. 2], Kaluga: Noosphere, 2015, 1086 p. (In Russ.)

23. Ostrikov A.N., Vasilenko V.N., Poymanov V.V. *Raschet I konstruirovaniye mashin i apparatov pishchevykh proizvodstv* [Calculation and design of machines and apparatus for food production], Moscow; Vologda: Infra-Engineering, 2023, 476 p. (In Russ.)

24. Stashevskaya O.V., Fedotov V.V. [Calculation of starting axial hydrodynamic loads on three-blade stirrers], *Fundamental'nyye osnovy mekhaniki* [Fundamental foundations of mechanics], 2021, no. 8, pp. 61-65. (In Russ.)

25. Stashevskaya O.V., Fedotov V.V. [Calculation of starting hydrodynamic loads on typical high-speed stirrers], *Fundamental'nyye osnovy mekhaniki* [Fundamental Foundations of Mechanics], 2022, no. 10, pp. 94-105. (In Russ.)

26. Stashevskaya O.V., Martsulevich N.A., Fedotov V.V. [Calculation of starting hydrodynamic loads on turbine open stirrers and their strength calculation] *Fundamental'nyye osnovy mekhaniki* [Fundamental Foundations of Mechanics], 2020, no. 6, pp. 67-72. (In Russ.)

27. Stashevskaya O.V., Martsulevich N.A., Fedotov V.V. [Calculation of the strength of blade stirrers taking into account starting hydrodynamic loads], *Fundamental'nyye osnovy mekhaniki* [Fundamental Foundations of Mechanics], 2019, no. 4, pp. 204-209. (In Russ., abstract in Eng.)

28. Stashevskaya O.V. [Strength calculation of three-blade stirrers taking into account starting hydrodynamic loads], *Fundamental'nyye osnovy mekhaniki* [Fundamental foundations of mechanics], 2018. no. 3. pp. 131-135. (In Russ., abstract in Eng.)

29. Stashevskaya O.V., Martsulevich N.A., Fedotov V.V. [Calculation of starting hydrodynamic loads on three-blade stirrers and their strength calculation], *Izvestia of the*

St. Petersburg State Technological Institute (Technical University), 2018, no. 46(72), pp. 93-96. (In Russ., abstract in Eng.)

30. Merentsov N.A., Sokolov-Dobrev N.S., Persidskiy A.V. Calculation of Vibration Resistance of a Chemical Reactor High-Speed Shaft Undergoing Torsional Vibrations. Part I. Development of a Block Diagram and a Dynamic Transmission Model, *Proceedings of the 6th International Conference on Industrial Engineering* (ICIE 2020), Chelyabinsk, 2021, vol. I, pp. 759-767. doi: 10.1007/978-3-030-54814-8_88

31. Merentsov N.A., Sokolov-Dobrev N.S., Persidskiy A.V. Calculation of Vibration Resistance of Chemical Reactor High-Speed Shaft Undergoing Torsional Vibrations. Part II. Defining Model Elastic-Inertial Parameters, *Proceedings of the 6th International Conference on Industrial Engineering* (ICIE 2020), Chelyabinsk, 2021, vol. I, pp. 768-779. doi: 10.1007/978-3-030-54814-8_89

32. Merentsov N.A., Sokolov-Dobrev N.S., Persidskiy A.V. Calculation of Vibration Resistance of Chemical Reactor High-Speed Shaft Undergoing Torsional Vibrations. Part III. Calculation of Multi-Mass System Vibrations, *Proceedings of the 6th International Conference on Industrial Engineering* (ICIE 2020, Chelyabinsk, 2021, vol. I, pp. 780-786. doi: 10.1007/978-3-030-54814-8_90

Untersuchung der dynamischen Eigenschaften des Antriebs der mechanischen Rührvorrichtung des kapazitiven Geräts, um die Vibrationsbelastung zu reduzieren. Teil 1. Entwicklung des Blockdiagramms und des dynamischen Modells der Übertragung

Zusammenfassung: Kapazitive Geräte mit mechanischen Mischvorrichtungen für flüssigphasige Produkte sind ein integraler Bestandteil technologischer Linien in verschiedenen Branchen. Da die dynamische Belastung mechanischer Systeme von zahlreichen Faktoren beeinflusst wird (geometrische Merkmale mechanischer Mischer, Widerstandsmomente, Konstruktion der Antriebe und ihrer Verbindungen, rheologische Merkmale gemischter Flüssigphasenprodukte, Genauigkeit bei Montage und Installation), wird die Zuverlässigkeit dieser Art von Prozessausrüstung weitgehend durch die dynamische Stabilität ihres Betriebs (Vibrationsfestigkeit) bestimmt. Es ist die Berechnung der Vibrationsfestigkeit der Hochgeschwindigkeits-Auslegerwelle des Geräts mit mechanischer Mischung von Flüssigphasenprodukten vorgestellt, das Torsionsvibrationen ausgesetzt ist. Die wichtigsten Bestimmungen sind vorgestellt, es sind ein Strukturdiagramm und ein dynamisches Modell des Antriebs der mechanischen Mischvorrichtung entwickelt.

Étude des caractéristiques dynamiques de l'entraînement du dispositif d'agitation mécanique afin de réduire sa vibration. 1ère partie. Élaboration d'un organigramme et d'un modèle de transmission dynamique

Résumé: Les appareils de capacitifs avec agitateurs mécaniques pour produits en phase liquide font partie intégrante des lignes de traitement de diverses industries. En raison du fait qu'un grand nombre de facteurs affectent la charge dynamique des systèmes mécaniques (caractéristiques géométriques des agitateurs mécaniques,

moments de résistance, conception des actionneurs et de leurs liens, caractéristiques rhéologiques des produits en phase liquide agités, précision de montage et de montage), la fiabilité de ce type d'équipement technologique est largement déterminée par la stabilité dynamique de son fonctionnement (résistance aux vibrations). Est présenté le calcul de la résistance aux vibrations de l'arbre en porte-à-faux rapide de l'appareil avec agitation mécanique des produits en phase liquide soumis à des vibrations de torsion. Sont présentés les dispositions de base, le schéma structurel et le modèle dynamique de l'entraînement du dispositif de mélange mécanique.

Авторы: ***Меренцов Николай Анатольевич*** – кандидат технических наук, доцент, докторант кафедры «Процессы и аппараты химических и пищевых производств»; ***Соколов-Добрев Николай Сергеевич*** – кандидат технических наук, доцент кафедры «Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей»; ***Голованчиков Александр Борисович*** – доктор технических наук, профессор кафедры «Процессы и аппараты химических и пищевых производств», ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный технический университет», Волгоград, Россия; ***Персидский Александр Владимирович*** – ведущий инженер-конструктор, АО «Федеральный научно-производственный центр «Титан-Баррикады», Волгоград, Россия; ***Топилин Михаил Владимирович*** – ведущий инженер лаборатории стандартных исследований керна, ООО «ЛУКОЙЛ-Инжиниринг ВолгоградНИПИморнефть», Волгоград, Россия.